



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 600 33 738 T2** 2007.11.08

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 065 347 B1**

(51) Int Cl.⁸: **F01K 23/10** (2006.01)

(21) Deutsches Aktenzeichen: **600 33 738.3**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **00 304 151.4**

(96) Europäischer Anmeldetag: **17.05.2000**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **03.01.2001**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **07.03.2007**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **08.11.2007**

(30) Unionspriorität:

340510 01.07.1999 US

(84) Benannte Vertragsstaaten:

CH, DE, FR, GB, IT, LI

(73) Patentinhaber:

General Electric Co., Schenectady, N.Y., US

(72) Erfinder:

**Ranasinghe, Jatila, Niskayuna, New York 12309,
US; Smith, Raub Warfield, Ballston Lake, New York
12019, US**

(74) Vertreter:

Rüger und Kollegen, 73728 Esslingen

(54) Bezeichnung: **Vorrichtung zur Befeuchtung und Heizung von Brenngas**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft mit Erdgas betriebene Kombinationszyklus-Kraftwerke und insbesondere einen modifizierten Nachschaltprozess bzw. Bottoming-Zyklus für eine Brenngassättigung und Erhitzung, zum Erhöhen der Leistungsabgabe und des thermodynamischen Wirkungsgrades.

[0002] In herkömmlichen Bottoming-Zyklus-Wärmerückgewinnungs-Dampfgeneratoren (HRSG) liegt eine große Temperaturdifferenz zwischen dem heißen Gas und dem kalten Wasser in dem Niederdruck-Economiser (LP-EC) vor, welche zu thermodynamischen Exergie-(thermodynamischen Potential)-Verlusten führt, welche die Leistungsabgabe in dem Zyklus beschränken. Bisher gab es Versuche, Bottoming-Zyklen für bessere Temperaturanpassung in dem HRSG, wie z.B. den Kalina-Zyklus, zu entwickeln, welcher ein Mehrkomponentenfluid, wie z.B. Ammoniak und Wasser mit nicht isothermischen Siedepunkteigenschaften verwendet. Derartige Zyklen mit Mehrkomponenten-Fluid ergeben eine bessere Temperaturanpassung in dem gesamten HRSG und Wirkungsgradsteigerungen. Es gibt jedoch erhebliche praktische Schwierigkeiten bei der Verwendung von Mehrkomponentenfluiden in Bottoming-Zyklen.

[0003] Eine Brennstoffeheizung wird derzeit in einigen Kombinationszyklus-Kraftwerken zur Verbesserung des Wärmewirkungsgrades implementiert. Obwohl derzeitige Brennstoffeheizungsverfahren zu einer Reduzierung der Anlagenabgabeleistung führen, wenn der Brennstoff über die LP-Dampftemperatur erwärmt wird, macht der Gewinn in dem thermischen Wirkungsgrad als Folge des verringerten Wärmeverbrauchs die Brennstoffeheizung zu einer wirtschaftlich attraktiven Auslegungsoption. Zwei derartige Systeme sind in DE-A-4 321 081 und EP-A-0 588 392 dargestellt. Es bleibt jedoch ein Bedarf nach einem Verfahren und einer Vorrichtung zur Erzielung einer besseren Temperaturanpassung in dem HRSG, unter gleichzeitiger Vermeidung einer Reduzierung der Anlagenabgabeleistung bestehen.

[0004] Das Bottoming-Zyklus-Auslegungssystem gemäß einer derzeit bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung führt zu einer besseren Temperaturanpassung zwischen den heißen und kalten Wärmeaustauschströmen unter der niedrigsten Druckverdampfertemperatur, indem ein Wassererhitzungsabschnitt zur Brenngassättigung parallel zu dem Niederdruck-Economiser (LP-EC) in dem Wärmerückgewinnungs-Dampfgenerator bereitgestellt wird. Somit ist in der vorliegenden Erfindung das Gasturbinenabgas die Wärmequelle für die Brenngassättigung. Der erhöhte Gasmassenstrom aufgrund der Beimengung von Feuchtigkeit führt zu einer erhöhten Leistungsabgabe aus den Gas- und Dampfturbinen. Der Brenngassättigung folgt eine

Überhitzung des Brennstoffs bevorzugt mit Bottoming-Zyklus-Wärmequellen, was zu einem größeren Wärmewirkungsgradgewinn im Vergleich zu derzeitigen Brennstoffeheizungsverfahren führt. Es liegt ein Gewinn in der Leistungsabgabe im Vergleich zu keiner Brennstoffeheizung selbst dann vor, wenn der Brennstoff über die LP-Dampftemperatur hinaus erhitzt wird. Wie vorstehend erwähnt, würden derzeitige Heizungsverfahren zu einem Leistungsabgabeverlust im Vergleich zu keiner Erhitzung führen. Somit führt die Brenngassättigung und anschließende Überhitzung mit dem Zyklus der Erfindung zu erhöhter Leistungsabgabe und thermodynamischem Wirkungsgrad im Vergleich zu einem herkömmlichen Kombinationszyklus mit Erhitzung des Brennstoffs auf dieselbe Temperatur oder einem Zyklus ohne Brennstoffeheizung. Dieses verbesserte Verhalten ist ein Ergebnis der reduzierten Exergie-Verluste in dem HRSG mit dem beschriebenen modifizierten Bottoming-Zyklus.

[0005] Gemäß der Erfindung wird ein Kombinationszyklus-System mit einer Gasturbine, einer Dampfturbine und einem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger geschaffen, wobei Abgas der Gasturbine in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger zum Erzeugen von Dampf für die Dampfturbine verwendet wird, wobei das Abgas der Gasturbine von einem Eintrittsende zu einem Austrittsende des Wärmerückgewinnungs-Dampferzeugers strömt, und wobei das System ferner aufweist: einen Brenngassättiger mit einem Einlass für heißes Sättigerwasser, einen Einlass für Brenngas, einen Auslass für gesättigtes Brenngas und einen Sättigerwasserauslass; einen Sättigerwassererhitzer; einen Strömungspfad, um Sättigerwasser aus dem Sättigerwasserauslass zu dem Sättigerwassererhitzer strömen zu lassen, wobei der Sättigererhitzer funktionell mit einer Wärmequelle in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger verbunden ist, um das ihm zugeführte Sättigerwasser unter Verwendung der Wärmequelle zu erhitzen, um heißes Sättigerwasser zu erzeugen; einen Strömungspfad, um das durch den Sättigererhitzer erzeugte heiße Sättigerwasser zu dem Heißwassersättigereinlass des Brenngassättigers strömen zu lassen; einen Brennstoffüberhitzer zum Erhitzen des gesättigten Brenngases; einen Strömungspfad, um gesättigtes Brenngas aus dem Auslass für das gesättigte Brenngas zu dem Brennstoffüberhitzer zum Erhitzen des gesättigten Brenngases strömen zu lassen, um überhitztes, gesättigtes Brenngas zu erzeugen; und einen Strömungspfad, um das überhitzte, gesättigte Brenngas zu der Gasturbine strömen zu lassen; in welchem der Sättigererhitzer in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger angeordnet ist.

[0006] In einer Ausführungsform weist die Brenngas-Sättigeranordnung eine Brenngassättiger-Füllkörpersäule zum Sättigen und Erhitzen von Brenngas mit erhitztem Wasser auf, das aus dem ersten

Wassererhitzer des HRSG erhalten wird. In einer weiteren Ausführungsform weist die Brenngassättigeranordnung einen Wassereinlass zum Beimengen von Wasser zu dem Brenngas und einen Wärmetauscher zum Erhitzen des mit dem an dem Wassereinlass eingegebenen Wasser gesättigten Brenngases auf. In diesem Falle empfängt und verwendet der Wärmetauscher das aus dem ersten Wassererhitzer erhitze Wasser zum Erhitzen des Brenngases. Unabhängig davon, ob ein Wärmetauscher oder eine Sättigersäule verwendet wird, erhitzt in einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung der Brennstoffüberhitzer das gesättigte Brenngas unter Verwendung einer Wärmerückgewinnungs-Dampfgeneratorwärmequelle.

[0007] Der hierin beschriebene modifizierte Bottoming-Zyklus ist insbesondere bei Kombinationszyklusanwendungen mit Erdgasbetrieb anwendbar.

[0008] Die Erfindung wird nun detaillierter im Rahmen eines Beispiels unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben, in welchen:

[0009] [Fig. 1](#) eine schematische Darstellung eines herkömmlichen Drei-Druck-Zwischenerhitzer-STAG-Zyklussystems ist;

[0010] [Fig. 2](#) eine Grafik ist, die eine Temperatur eines heißen (Gas) und kalten (LP-EC) Gemischanteiles ohne Brennstoffsättigung für das System von [Fig. 1](#) darstellt;

[0011] [Fig. 3](#) eine schematische Darstellung eines Kombinationszyklus-Kraftwerkes gemäß der Erfindung ist;

[0012] [Fig. 4](#) eine detailliertere schematische Darstellung eines Drei-Druck-Zwischenerhitzer-STAG-Zyklussystems mit Brenngassättigung gemäß einer Ausführungsform der Erfindung ist;

[0013] [Fig. 5](#) eine Grafik der Temperatur eines heißen (Gas) und kalten (LP-EC-1&2 + SAT.HTR) Gemischanteiles mit Brennstoffsättigung gemäß der ersten Ausführungsform der Erfindung ist;

[0014] [Fig. 6](#) eine schematische Darstellung eines Kombinationszyklus-Kraftwerkes mit Brenngassättigung und integriertem Brennstoffhitzer gemäß einer weiteren Implementation der Erfindung ist; und

[0015] [Fig. 7](#) eine schematische Darstellung eines Kombinationszyklus-Kraftwerkes mit Brenngassättigung und integriertem Brennstoffhitzer gemäß noch einer weiteren Implementation der Erfindung ist.

[0016] Eine schematische Darstellung eines herkömmlichen Drei-Druck-Zwischenerhitzer-Kombina-

tionszyklus-Kraftwerkes mit Brennstoffhitzer **10** ist in [Fig. 1](#) dargestellt.

[0017] Dieses Beispiel umfasst ein Gasturbinensystem **12** mit einem Verbrennungssystem **14** und einer Gasturbine **16**, und ein Dampfturbinensystem **18** mit einem Hochdruckabschnitt **20**, einem Zwischenabschnitt **22** und einem oder mehreren Niederdruckabschnitten **24** mit mehreren Dampfungspunkten bei unterschiedlichen Drücken. Der Niederdruckabschnitt **24** bläst in einen Kondensator **26** ab. Die Dampfturbine **18** treibt den Generator **28**, welcher elektrische Energie erzeugt. Die Gasturbine **12**, das Dampfturbinensystem **18** und der Generator **28** sind in Tandemanordnung auf einer einzigen Welle **30** angeordnet.

[0018] Das Dampfturbinensystem **18** ist einem Mehrfach-Druck-HRSG **32** zugeordnet, welcher einen Niederdruck-Economiser (LP-EC), einen Niederdruckverdampfer (LP-EV), einen Hochdruck-Economiser (HP-EC-2), einen Zwischendruck-Economiser (IP-EC), einen Zwischendruck-Verdampfer (IP-EV), einen Niederdrucküberhitzer (LP-SH), einen Endhochdruck-Economiser (HP-EC-1), einen Zwischenabschnitt-Überhitzer (IP-SH), einen Hochdruck-Verdampfer (HP-EV), einen Hochdruck-Überhitzerabschnitt (HP-SH-2), einen Zwischenerhitzer (RH-SH), und einen Endhochdruck-Überhitzerabschnitt (HP-SH-1) aufweist.

[0019] Kondensat wird aus dem Kondensator **26** dem HRSG **32** über eine Leitung **34** mit Hilfe der Kondensatpumpe **36** zugeführt. Das Kondensat passiert anschließend den LP-EC und gelangt in den LP-EV. In einer bekannten Weise wird Dampf aus dem LP-EV dem LP-SH zugeführt, und dann an den Niederdruckabschnitt **24** der Dampfturbine **18** über die Leitung **38** und ein bzw. mehrere geeignete schematisch bei **40** dargestellte(s) LP-Zuführungs-Stop/Steuer-Ventil(e) zurückgeführt. Speisewasser passiert mit Hilfe der Speisewasserpumpe(n) **42** (1) den IP-EC über die Leitung **44** und gelangt zu dem IP-EV über die Leitung **48** und (2) den HP-EC-2 über die Leitung **46** und gelangt dann zu dem End-HP-EC-1 (Leitung nicht dargestellt). Gleichzeitig strömt Dampf aus dem EP-EV durch den IP-SH und strömt dann durch den Zwischenerhitzer RH-SA über die Leitung **50**. Der zwischenerhitzte Dampf wird dann dem Zwischenabschnitt **22** der Dampfturbine **18** über die Leitung **52** zurückgeführt.

[0020] Währenddessen wird Kondensat dem End-HP-EC-1 dem HP-EV zugeführt. Der den HP-EV verlassende Dampf passiert die Überhitzerabschnitte HP-SH-2 und HP-SH-1, und wird dann an den Hochdruckabschnitt **20** der Dampfturbine **18** über die Leitung **54** und geeignete Stop/Steuer-Ventile (falls erforderlich, nicht dargestellt) zurückgeführt.

[0021] Die Quelle für den Brennstoffheizer **56** ist in diesem Beispiel eine Entnahme **58** aus dem Zwischendruck-Economiser (IP-EC). Die Entnahme aus anderen Abschnitten des HRSG oder der Dampfturbine ist ebenfalls möglich. Eine Zuführung von Wärme zu dem Brennstoff aus einer Bottom-Zyklus-Energiequelle reduziert den Wärmeverbrauch um eine Menge gleich der zugeführten Wärme über eine entsprechende Reduzierung des Brenngasverbrauchs. Obwohl eine Reduzierung in der AnlagennettolLeistungsabgabe aufgrund der Verwendung einer Bottom-Zyklus-Energiequelle für die Brennstoffheizung vorliegt, insbesondere wenn der Brennstoff über die LP-Dampf Temperatur hinaus erhitzt wird, würde die Reduzierung des Wärmeverbrauchs zu einer Zunahme in dem thermodynamischen Wirkungsgrad führen, wenn eine geeignete Wärmequelle gewählt wird. Obwohl der wirtschaftliche Wert des erhöhten thermodynamischen Wirkungsgrades in den meisten Fällen erheblich höher als die Kosten der verlorenen Leistungsabgabe ist, wird der Vorteil trotzdem aufgrund des Verlustes in der KraftwerksLeistungsabgabe reduziert.

[0022] Beispielsweise und gemäß Bezugnahme auf den in [Fig. 1](#) dargestellten Zyklus **10** führt eine Erhitzung des Brennstoffs von 26,7°C (80°F) auf 185°C (365°F), wobei das Wasser den Tauscher **56** bei einer Temperatur von 54,4°C (130°F) verlässt zu einer Erhöhung des Kombinationszyklus-Nettowirkungsgrades um 0,6 % mit einer Reduzierung der NettoLeistungsabgabe von -0,25 %.

[0023] [Fig. 2](#) stellt eine Grafik der Wärmeabgabe in Hunderten von Kilowatt (Millionen von BTU's pro Stunde) abhängig von der entsprechenden Temperatur des heißen Gemischanteiles (Gas) und des kalten Gemischanteiles (Dampferzeugerspeisewasser) für den LP-EC-Abschnitt des HRSG **32** in [Fig. 1](#) dar. Gase, die den Niederdruckverdampfer (LP-EV) verlassen und in den LP-EC eintreten, liegen typischerweise zwischen 143–166°C (290–330°F), und 156°C (313°F) wird für dieses Beispiel verwendet. In diesem Beispiel liegt eine Temperaturdifferenz von 13,8°C (25°F) an dem Gaseinlass zu dem LP-EC vor, wo das Speisewasser auf 142°C (288°F) erwärmt wird, wobei diese Temperatur-Nichtübereinstimmung auf etwa 33,3°C (60°F) bei einer Gastemperatur von 121°C (250°F) ansteigt, und ferner auf etwa 55,6°C (100°F) an dem LP-EC-Ausgang ansteigt, wo das Gas in den Kamin eintritt. Diese Temperatur-Nichtübereinstimmung ist eine Quelle von Exergie-Verlust, in den herkömmlichen Rankine-Bottoming-Zyklen.

[0024] Das Grundprinzip der Erfindung kann durch Bezugnahme auf die schematische Darstellung von [Fig. 3](#) verstanden werden. Zur Vereinfachung sind Komponenten, die den vorstehend unter Bezugnahme auf [Fig. 1](#) Identifizierten entsprechen, mit ähnlichen Bezugszeichen identifiziert, und werden nur ge-

sondert diskutiert, soweit es für ein Verständnis der Brennstoffsättigung und der Erhitzungskomponenten und des Prozesses erforderlich oder wünschenswert ist.

[0025] Brenngas wird an einen Sättiger **160** geleitet, in welchem Feuchtigkeit durch direkten Kontakt mit heißem Wasser in einer Füllkörper- oder Bodensäule absorbiert wird. Das Wasser der Sättigerböden wird mit Gasturbinenabgas in dem Sättigererhitzer **162** erhitzt. Der Sättigererhitzer **162** ist an einer optimalen Stelle in Bezug auf andere HRSG-Rohrbänke platziert, welche das Zyklus-Arbeitsfluid erhitzen. Zusatzwasser wird dem Brenngassättiger **160** zugeführt, um die durch das Gas absorbierte Feuchtigkeit zu ersetzen. Das dem Sättiger **160** verlassende gesättigte Brenngas wird weiter in einem Brennstoffüberhitzer **164** unter Verwendung (in der dargestellten Ausführungsform, einer Bottoming-Zyklus-Wärmequelle erhitzt. Die geeignete Auswahl von Bottoming-Zyklus-Wärmequellen für den Sättigererhitzer und den Brennstoffüberhitzer führt zu einer Leistungsverbesserung für den Energiezyklus.

[0026] Die Beimengung von Feuchtigkeit zu dem Brenngas bei dem Brenngassättiger **160** erhöht den Massenstrom des Brenngases. Dieser erhöhte Massenstrom erhöht die Energieabgabe sowohl der Gas- als auch Dampfturbinen. Ferner führt die Nutzung von minderwertiger Energie, welche für die Dampferzeugung nicht geeignet wäre, zum Einführen von Feuchtigkeit und somit zum Erhöhen des Massenstroms des Brennstoffs, zu dem Gewinn in dem thermodynamischen Wirkungsgrad. Dieses wird auch als eine Reduzierung der Temperaturfehlانpassung in dem HRSG unter der LP-EV-Gasaustrittstemperatur und eine entsprechende Verringerung in den thermodynamischen Exergie-Verlusten in dem HRSG-Abschnitt widerspiegelt.

[0027] Im Rahmen eines Beispiels ist eine erste bevorzugte Implementation des vorgenannten Konzeptes für ein Drei-Druck-Zwischenüberhitzungs-Kombinationszyklus-Kraftwerk in [Fig. 4](#) dargestellt. Wiederum werden zur Vereinfachung, Komponenten, die den unter Bezugnahme auf [Fig. 1](#) und/oder [Fig. 2](#) Identifizierten entsprechen, mit ähnlichen Bezugszeichen identifiziert, und werden nur gesondert diskutiert, soweit es für ein Verständnis der Brennstoffsättigung und der Erhitzungskomponenten und des Prozesses erforderlich oder wünschenswert ist.

[0028] In der Ausführungsform von [Fig. 4](#) ist ein Abschnitt des Niederdruck-Economisers (LP-EC) modifiziert worden, indem ein Brennstoffsättigerwasser-Erzeugungsspiralenabschnitt (SAT.HDR) **262** parallel zu einem Economiser-Abschnitt (LP-EC-1) angeordnet wurde. Diese Modifikation führt zu einer Reduzierung der Temperaturfehlانpassung und des Exergie-Verlustes in dem HRSG **232** unter der

LP-EV-Gasaustrittstemperatur und einer entsprechenden Wirkungsgradverbesserung mit der Brennstoffsättigung. Obwohl in der dargestellten Ausführungsform der Sättigererhitzer parallel zu dem LP-EC-1 dargestellt ist, könnte er beispielsweise in einer ineinander verschlungenen Anordnung mit dem LP-EC-1 angeordnet sein oder an anderen Stellen in dem HRSG angeordnet sein.

[0029] Das erhitzte Sättigerwasser wird zu dem Sättiger **260** über eine Leitung **266** geleitet, wo Feuchtigkeit durch das Brenngas durch direkten Kontakt mit dem heißen Sättigerwasser absorbiert wird. Das Wasser der Sättigerböden wird beispielsweise mit Hilfe der Sättigerbödenpumpe **268** wieder dem Sättigerwassererhitzer **262** zugeführt. Zusatzwasser wird beispielsweise von dem Ausgang der Speisewasserpumpe **242** gemäß Darstellung bei F dem Brenngassättiger **260** zugeführt, um die durch das Gas absorbierte Feuchtigkeit zu ersetzen. Obwohl die Entnahme des Zusatzwassers für die Brennstoffsättigung aus dem Ausgang der Speisewasserübertragungspumpe **242** und/oder aus dem Brennstoffüberhitzer **264** dargestellt wird, könnte das Sättigerwasser (Sättigerzusatz) von irgendeiner anderen Stelle in den Zyklus oder von einer äußeren Quelle entnommen werden. Somit sind die dargestellte Quelle(n) diesbezüglich nicht einschränkend.

[0030] Das den Sättiger **260** verlassende gesättigte Brenngas wird ferner in dem Brennstoffüberhitzer **264** erhitzt, indem bevorzugt eine Bottoming-Zyklus-Wärmequelle verwendet wird. Die Wärmequelle für die Brennstoffüberhitzung in diesem Beispiel ist IP-EC-Ausgabewasser über die Leitung **258**, wobei jedoch auch andere Wärmequellen verwendet werden könnten. In der Ausführungsform von [Fig. 4](#) wird das IP-EC-Ausgabewasser dem IP-EC gemäß Darstellung bei G wieder zugeführt und/oder als Zusatzwasser für die Brennstoffsättigung, wie vorstehend erwähnt, verwendet.

[0031] Als ein Beispiel führt bei der Gasturbine und Umgebungsbedingungen identisch zu denen die bei dem in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) dargestellten Beispiel verwendet wurden, die in [Fig. 4](#) dargestellte vorgeschlagene Systemauslegung zu einem Gewinn von +1,0 % im Kombinationszyklus-Nettowirkungsgrad und von einem Gewinn von +0,9 % im Kombinationszyklus-Nettoaussgangsleistung. In diesem Beispiel verlässt das Gas den LP-EV bei 156°C (313°F) und das Wasser der Sättigerböden wird auf 148°C (298°F) in dem Sättigererhitzer (SAT.HTR) erhitzt, welcher wie vorstehend erwähnt, parallel zu dem LP-EC-1 angeordnet ist. Das Dampferzeugerspeisewasser wird auf 142°C (288°F) im LP-EC-1&2 wie in dem vorherigen Beispiel erhitzt.

[0032] Brenngas (100 % Methan, CH₄) tritt in den Brenngassättiger bei einem Druck von 2,759 bar (400

psia) und einer Temperatur von 26,7°C (80°F) ein. Das Brenngas verlässt den Sättiger mit 140°C (284°F) gesättigt mit Wasserdampf. Das den Gassättiger verlassende gesättigte Brenngas hat eine Zusammensetzung von angenähert 86 Volumenprozent CH₄ und 14 Volumenprozent H₂O. Das gesättigte Brenngas wird anschließend auf 185°C (365°F) in dem Brennstoffüberhitzungswärmetauscher **264** überhitzt.

[0033] [Fig. 5](#) stellt die Grafik der Wärmelast in Millionen von BTU's pro Stunde gegenüber der entsprechenden Temperatur des heißen Gemischanteiles (Gas) und des kalten Gemischanteiles (Dampferzeuger-Speisewassererhitzung und Sättigerböden-Wassererhitzung) für den HRSG-Abschnitt LP-EC-1&2 und den Sättigererhitzer für das in [Fig. 4](#) dargestellte System dar. (Für Umwandlungszwecke entsprechen 1 Million BTU's pro Stunde = 293 Kilowatt und 100°F = (100 – 32)/9 × 5 °C. In diesem Falle liegt eine Temperaturdifferenz von 8,3°C (15°F) an dem Gaseinlass zu den HRSG-Abschnitten hinter dem LP-EV vor, wobei die Temperaturdifferenz auf angenähert 19,4°C (35°F) bei einer Gastemperatur von 121°C (250°F) ansteigt und weiter auf 80°F an dem HRSG-Ausgang ansteigt. Die vorgeschlagene Zyklusauslegung von [Fig. 4](#) führte damit zu einer erheblichen Reduzierung der Temperaturfehlanpassung (und Exergie-Verluste) in diesem Beispiel für Gastemperaturen zwischen 156°C (313°F) und angenähert 116°C (240°F), und zu einer kleineren Reduzierung in der Temperaturfehlanpassung bei niedrigeren Gastemperaturen.

[0034] Wie vorstehend erwähnt, könnte die Wärmequelle für die Brennstoffüberhitzung nach der Sättigung eine Entnahme von anderen Stellen in dem HRSG oder der Dampfturbine sein. Ferner könnte, obwohl in dem Beispiel von [Fig. 4](#) den Brennstoffüberhitzer verlassendes Wasser wieder dem IP-EC zugeführt wird, dieses Wasser an irgendeiner anderen geeigneten Stelle dem Bottoming-Zyklus oder dem Brennstoffsättiger als Zusatzwasser zugeführt werden.

[0035] [Fig. 6](#) ist eine weitere veranschaulichende Ausführungsform der Erfindung, in welcher das den Sättiger **360** verlassende gesättigte Brenngas unter Verwendung der Sättigerbödenflüssigkeit statt durch das Zyklus-Arbeitsfluid wie in der Ausführungsform von [Fig. 4](#) überhitzt werden. Wie dargestellt, wird die Sättigerbödenflüssigkeit zu Beginn in dem Wärmetauscher **362** mit Wärme aus den HRSG-Abgasen erhitzt. Eine Entnahme **368** aus dem Auslass des Wärmetauschers **362** wird zu dem Wärmetauscher **370** zur weiteren Erhitzung geleitet. Gemäß Darstellung ist der Wärmetauscher **370** stromaufwärts vor dem Wärmetauscher **362** in dem HRSG **332** angeordnet. Beide Sättigererhitzer **362** und **370** sind an einer optimalen Stelle in Bezug auf andere HRSG-Rohrbänke angeordnet, welche das Zyklus-Arbeitsfluid erhitzen.

Der Auslass **372** aus dem Erhitzer **370** wird als die Wärmequelle zum Überhitzen des gesättigten Brenngases in dem Wärmetauscher **364** verwendet. Der Auslassflüssigkeitsstrom **374** aus dem Erhitzer **384** wird dem Brenngassättiger **360** zugeführt, nachdem er wieder mit dem anderen Strom **376** aus dem Auslass des Wärmetauschers **362** für eine Direktkontakt-Wärme und Masseübertragung mit dem Brenngas vereint wurde.

[0036] Die Vorrichtung und das Verfahren zum Überhitzen des gesättigten Brenngases, die in [Fig. 6](#) dargestellt sind, stellen einen Leistungsvorteil aufgrund zusätzlicher Feuchtigkeitsabsorption durch das Gas und erhöhter Sicherheit in dem System bereit. Die erhöhte Sicherheit dieses Systems beruht auf der Beseitigung der Möglichkeit einer Vermischung von Brenngas mit dem Zyklus-Arbeitsfluid, was eine mögliche Sicherheitsgefahr darstellt, wenn ein Zyklus-Arbeitsfluid als Wärmequelle für den Wärmeaustausch mit dem Brenngas verwendet wird.

[0037] Die Sättigerbödenpumpen **376** von [Fig. 6](#) und die gleichen in den [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) dargestellten Pumpen können an anderen Positionen in dem System angeordnet sein und zusätzliche Pumpen können dem dargestellten System hinzugefügt sein. Der Erhitzer **370** kann aus dem System für einige Zyklusausslegungen entfernt werden, wenn die Entnahme aus dem Auslass des Erhitzers **362** direkt an den Erhitzer **364** geleitet wird. Ferner könnte, obwohl es nicht speziell dargestellt ist, das Sättigungswasser (Sättigungszusatz, oder die Sättigungsböden) in jeder von den dargestellten Ausführungsformen mit in dem Zyklus verfügbaren geringwertigen Wärmequellen, wie z.B. Schmierölwärme erhitzt werden, welche normalerweise an Kühlwasser abgegeben wird. Dieses würde zu einer weiteren Leistungsverbesserung bei dem vorgeschlagenen Zyklus führen.

[0038] Wie vorstehend unter Bezugnahme beispielsweise auf [Fig. 3](#) beschrieben, kann die Brenngassättigeranordnung zum Beimengen von Wasser und zum Erhitzen des Brenngases eine Sättigerfüllsäule sein. Alternativ könnte die in [Fig. 3](#) dargestellte Sättigerfüllsäule durch eine Kombination einer Wassereingabe und einem Brennstoff/Wasser-Wärmetauscher gemäß Darstellung in [Fig. 7](#) ersetzt werden, wobei ähnliche thermodynamische Vorteile einer Befuchtung des Brennstoffes erzielt werden. Die Auswahl der Vorrichtung (Füllsäule oder Wärmetauscher) würde mittels des Wärme- und Massenübertragungswirkungsgrades der Vorrichtung und der Gesamtwirtschaftlichkeit des Kraftwerks getroffen werden. In [Fig. 7](#) wird das Zusatzwasser in das Brenngas an dem Einlass zu dem Wärmetauscher eingespritzt werden, (die Wasserzerstäubung zum Sprühen würde entweder unter Verwendung einer unter Druck stehenden Zerstäubungsdüse, Luftzerstäubungsdüse oder Dampfzerstäubungsdüse erfolgen;

wenn Dampf oder Luftzerstäubungskonfigurationen verwendet werden, würden diese aus dem Zyklus entzogen werden). Das Zweiphasen-Brennstoff/Wasser-Gemisch wird in einem Wärmetauscher **460** unter Verwendung von Wärme erhitzt, die aus einer optimalen HRSG-Stelle gemäß Darstellung in [Fig. 7](#) mittels eines geschlossenen Schleifensystems entzogen wie. Das den Wärmetauscher **460** verlassende gesättigte Brenngas wird im Wärmetauscher **464** weiter überhitzt, bevor es in die Gasturbinenkammer eintritt. Das System entspricht ansonsten im Wesentlichen den anderen hierin vorstehend beschriebenen Ausführungsformen.

[0039] Wie man erkennt, kann die Erfindung auf ein Einfach-Druck- oder Mehrfach-Druck-Kombinationszyklus-Energieerzeugungssystem mit oder ohne Zwischenüberhitzung angewendet werden.

Patentansprüche

1. Kombinationszyklus-System mit einer Gasturbine (**116**), einer Dampfturbine (**118**, **218**, **318**) und einem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132**, **232**, **332**), wobei Abgas der Gasturbine in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132**, **232**, **332**) zum Erzeugen von Dampf für die Dampfturbine (**118**, **218**, **318**) verwendet wird, wobei das Abgas der Gasturbine von einem Eintrittsende zu einem Austrittsende des Wärmerückgewinnungs-Dampferzeugers (**132**, **232**, **332**) strömt, und wobei das System ferner aufweist:

- einen Brenngassättiger (**160**, **260**, **360**) mit einem Einlass für heißes Sättigerwasser, einen Einlass für Brenngas, einen Auslass für gesättigtes Brenngas und einen Sättigerwasserauslass;
- einen Sättigerwassererhitzer (**162**, **262**, **362**);
- einen Strömungspfad, um Sättigerwasser aus dem Sättigerwasserauslass zu dem Sättigerwassererhitzer (**162**, **262**, **362**) strömen zu lassen, wobei der Sättigererhitzer (**162**, **262**, **362**) funktionell mit einer Wärmequelle in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132**, **232**, **332**) verbunden ist, um das ihm zugeführte Sättigerwasser unter Verwendung der Wärmequelle zu erhitzen, um heißes Sättigerwasser zu erzeugen;
- einen Strömungspfad, um das durch den Sättigererhitzer (**162**, **262**, **362**) erzeugte heiße Sättigerwasser zu dem Heißwassersättigereinlass des Brenngassättigers (**160**, **260**, **360**) strömen zu lassen;
- einen Brennstoffüberhitzer (**164**, **264**, **364**) zum Erhitzen des gesättigten Brenngases;
- einen Strömungspfad, um gesättigtes Brenngas aus dem Auslass für das gesättigte Brenngas zu den Brennstoffüberhitzer (**164**, **264**, **364**) zum Erhitzen des gesättigten Brenngases strömen zu lassen, um überhitztes, gesättigtes Brenngas zu erzeugen; und
- einen Strömungspfad, um das überhitzte, gesättigte Brenngas zu der Gasturbine (**116**) strömen zu lassen; **dadurch gekennzeichnet**, dass

der Sättigungserhitzer (**162, 262; 362**) in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) angeordnet ist.

2. Kombinationszyklus-System nach Anspruch 1, wobei der Brennstoffüberhitzer (**164, 264, 364**) funktionell mit einer Wärmequelle in dem Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) zum Erhitzen des gesättigten Brenngases unter Verwendung der Wärmequelle verbunden ist.

3. Kombinationszyklus-System nach Anspruch 1 oder 2, wobei der Sättigererhitzer (**162, 262; 362**) funktionell mit einem ersten Abschnitt des Wärmerückgewinnungs-Dampferzeugers (**132, 232, 332**) verbunden ist, der Brennstoffüberhitzer (**164, 264, 364**) funktionell mit einem zweiten Abschnitt des Wärmerückgewinnungs-Dampferzeugers (**132, 232, 332**) verbunden ist, und wobei sich der zweite Abschnitt stromauf vor dem ersten Abschnitt in Bezug auf eine Strömungsrichtung des Abgases der Gasturbine durch den Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) befindet.

4. Kombinationszyklus-System nach Anspruch 1, 2 oder 3, wobei der Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) einen Niederdruckverdampfer enthält, und wobei sich die Wärmequelle stromab von dem Niederdruckverdampfer in Bezug auf eine Strömungsrichtung des Abgases der Gasturbine durch den Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) befindet.

5. Kombinationszyklus-System nach Anspruch 1, wobei das System ferner aufweist:
einen Kondensator (**126, 226, 326**) zum Aufnehmen von Abdampf aus der Dampfturbine (**118, 218, 318**) und Kondensieren des Abdampfes zu Wasser;
den Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) zum Aufnehmen von Wasser aus dem Kondensator (**126, 226, 326**) und zum Umwandeln des Wassers zu Dampf zur Rückführung an die Dampfturbine (**118, 218, 318**); und
eine Brenngassättigeranordnung (**160, 260, 360**) zum Sättigen des Brenngases mit Wasser und zum Erhitzen des Brenngases;
wobei der Wärmerückgewinnungs-Dampferzeuger (**132, 232, 332**) einen ersten Wassererhitzer (**162, 262; 362**) zum Erhitzen des Wassers mit Wärme aus den Abgasen enthält, um eine Wärmequelle für die Brenngassättigeranordnung (**162, 262, 362**) zu definieren; und
einen Brenngasüberhitzer (**164, 264, 364**) zum Überhitzen von Brenngas, das von der Brenngassättigeranordnung (**162, 262, 362**) gesättigt und erhitzt wurde, um es der Gasturbine (**116**) zuzuführen.

6. Kombinationszyklus-System nach Anspruch 5, wobei der Wassereinlass der Brenngassättigeranordnung zum Hinzufügen von Wasser zu einer Brenn-

gaszufuhr für die Gasturbine (**116**) dient, und das System einen Wärmetauscher zum Erhitzen von Brenngas, das mit durch den Wassereinlass eingegebenem Wasser gesättigt ist, aufweist; wobei der Wärmetauscher erwärmtes Wasser aus dem ersten Wassererhitzer (**162, 262, 362**) erhält.

7. Kombinationszyklus-System nach Anspruch 5 oder 6, wobei die Brenngassättigeranordnung (**160, 260, 360**) eine Brenngassättiger-Füllkörpersäule mit einem Einlass für heißes Wasser aus dem ersten Wassererhitzer (**162, 262, 362**), einen Einlass für Brenngas, einen Auslass für gesättigtes Brenngas und einen Wasserauslass aufweist.

Es folgen 7 Blatt Zeichnungen

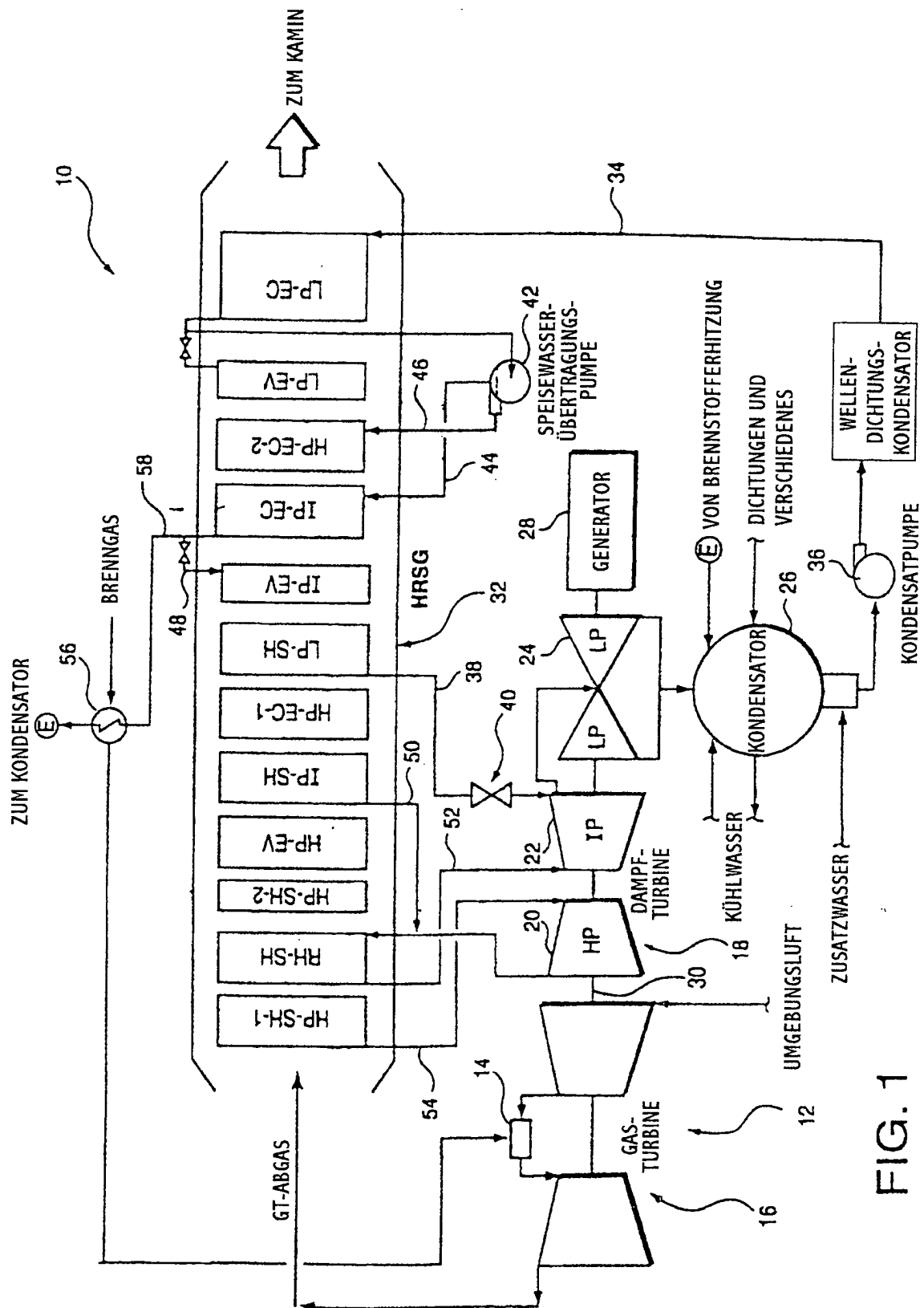


FIG. 1

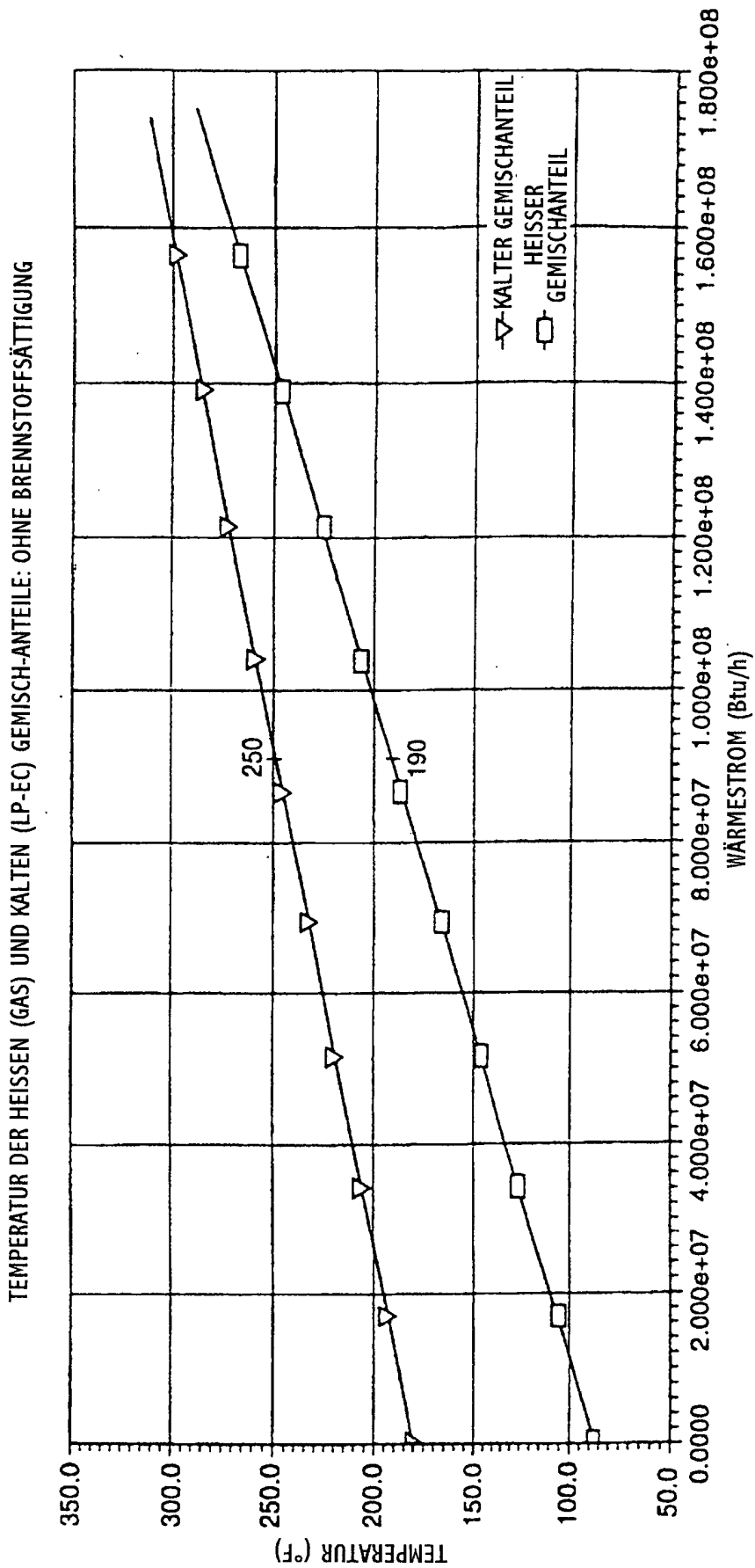


FIG. 2

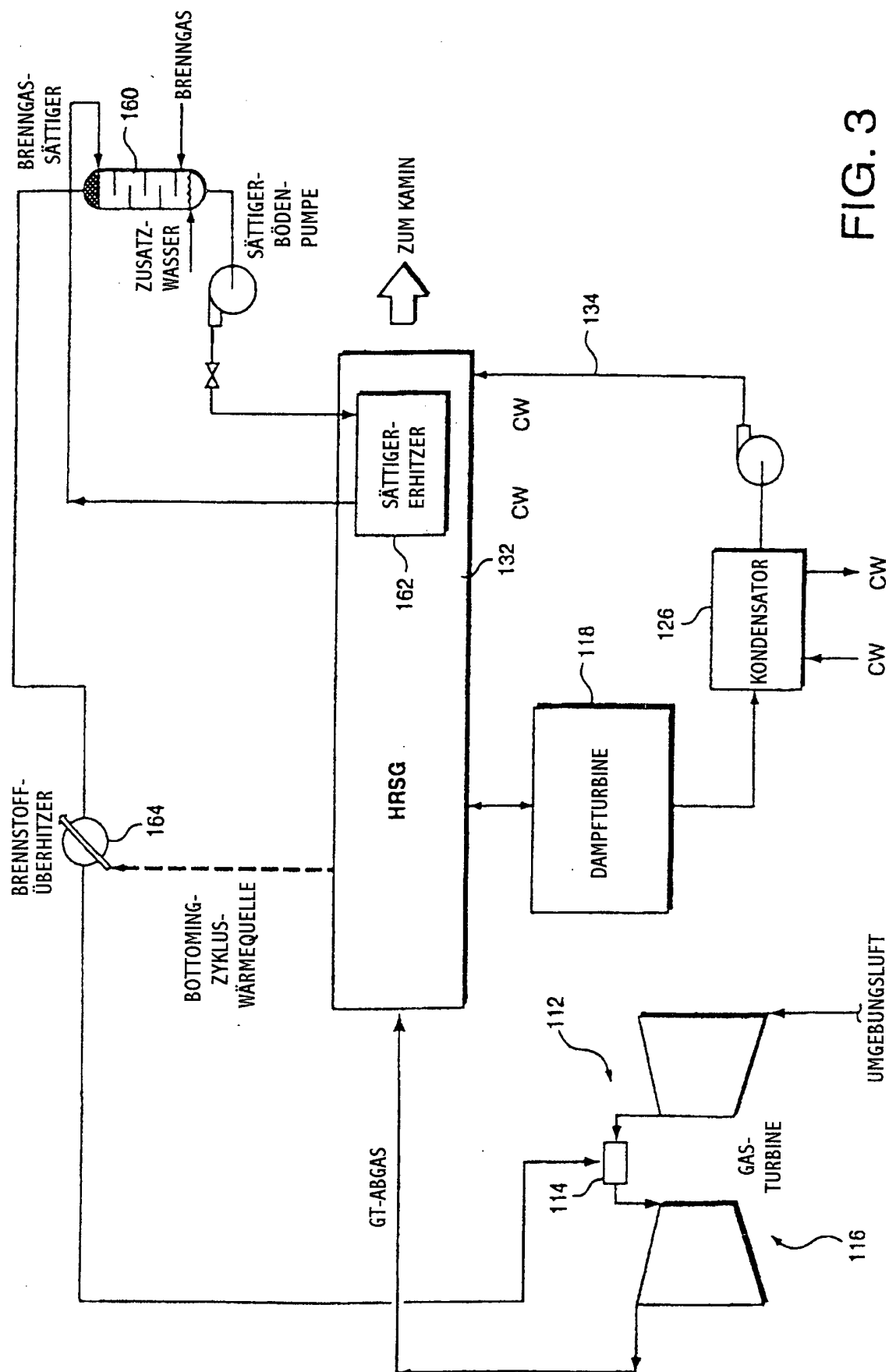


FIG. 3

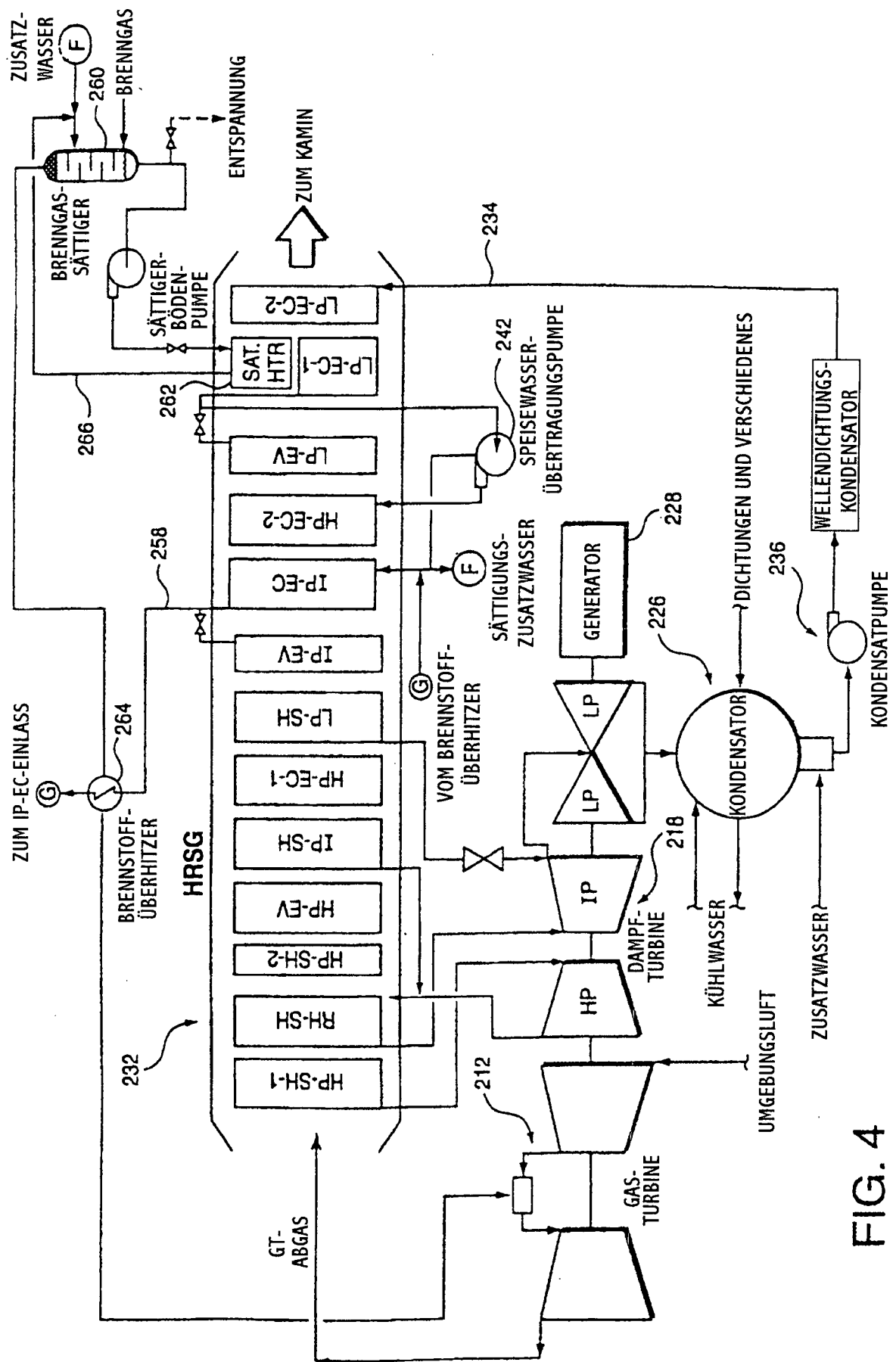


FIG. 4

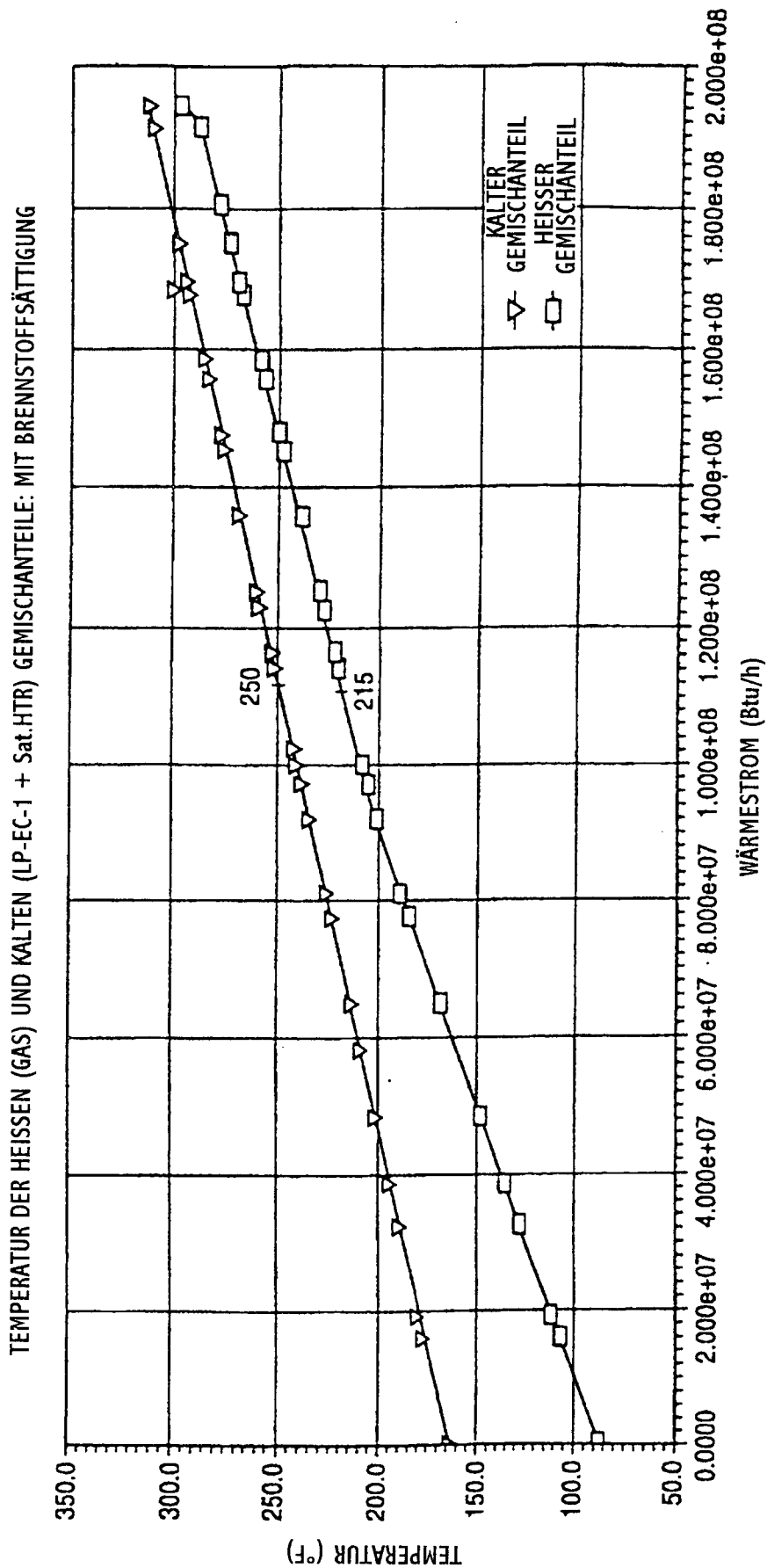


FIG. 5

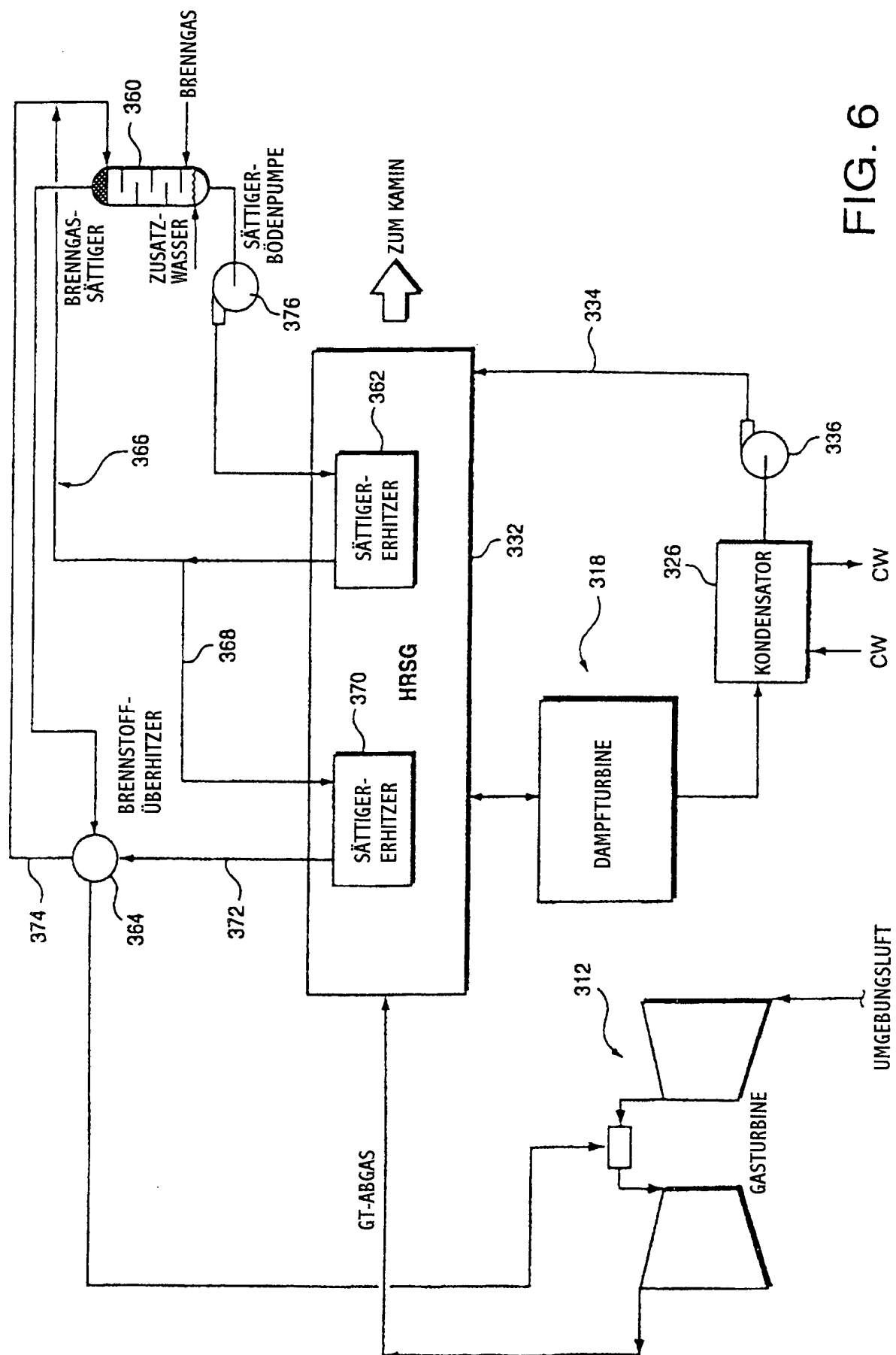


Fig. 6

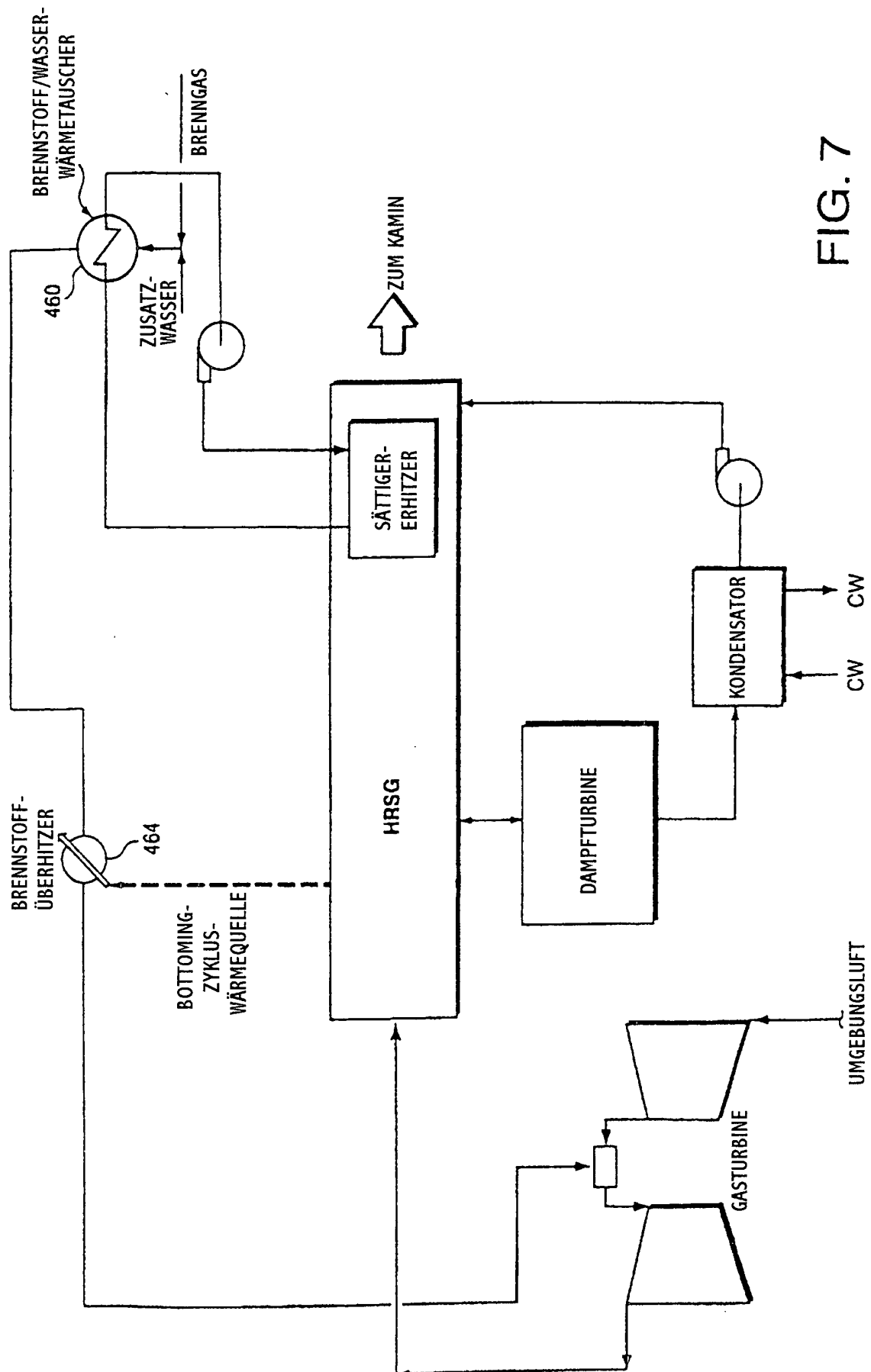


FIG. 7