



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT  
EIDGENÖSSISCHES INSTITUT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

(11) **CH** **701 296 A2**

(51) Int. Cl.: **F23R 3/18** (2006.01)

**Patentanmeldung für die Schweiz und Liechtenstein**

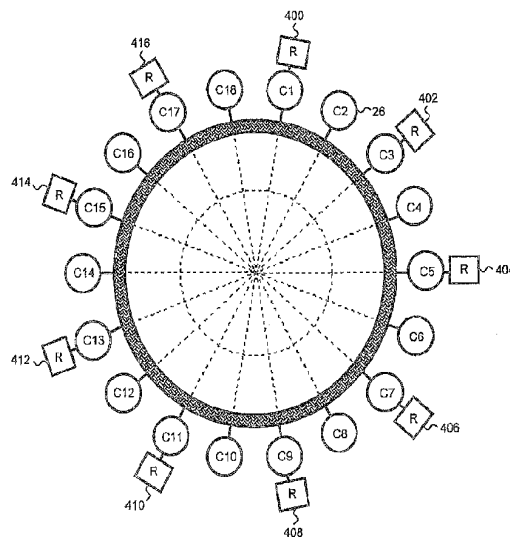
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

(12) **PATENTANMELDUNG**

<p>(21) Anmeldenummer: 00932/10</p>	<p>(71) Anmelder: General Electric Company, 1 River Road Schenectady, New York 12345 (US)</p>
<p>(22) Anmeldedatum: 11.06.2010</p>	<p>(72) Erfinder: Lewis Berkley Davis, Jr., Niskayuna, New York 12309 (US) Fei Han, Clifton Park, New York 12065 (US) Shiva Srinivasan, Greer, South Carolina 29650 (US) Kapil Kumar Singh, Rexford, New York 12148 (US) Kwanwoo Kim, Greer, South Carolina 29650 (US) Venkateswarlu Narra, Greenville, South Carolina 29607 (US)</p>
<p>(43) Anmeldung veröffentlicht: 31.12.2010</p>	
<p>(30) Priorität: 16.06.2009 US 12/485,505</p>	<p>(74) Vertreter: R. A. Egli &amp; Co. Patentanwälte, Horneggstrasse 4 8008 Zürich (CH)</p>

(54) **Brenner für eine Gasturbine mit mehreren Rohrbrennkammern und mehreren Resonatoren.**

(57) Ein Brenner für eine Gasturbinenmaschine und ein zugehöriges Verfahren werden bereitgestellt, in welchen mehrere Rohrbrennkammern (26) selektiv mit entsprechenden Resonatoren angepasst werden. Die Resonatoren können beispielsweise an jedem Rohr in der aufeinanderfolgenden Anordnung von Rohrbrennkammern, jedem zweiten Rohr (400-416), jedem dritten Rohr oder dergleichen angebracht werden und können auf dieselbe oder erste, zweite, dritte usw. Betriebsfrequenz abgestimmt werden. Eine derartige selektive Abstimmung ist dafür konfiguriert, eine oder mehrere gegenphasige oder gleichphasige dynamische Wechselwirkungen von aus benachbarten Rohrbrennkammern ausgehenden Strömen zu unterdrücken, indem die Frequenzen von Druckszillationsinstabilitäten über der Anordnung aufeinanderfolgender Rohre verändert werden.



## Beschreibung

### Gebiet der Erfindung

[0001] Der hierin offengelegte Erfindungsgegenstand betrifft eine Verbrennungsdynamiksteuerung und insbesondere Systeme und Verfahren zur Verwendung von Resonatoren, um dynamische Prozesse in einem Mehrrohrbrenner zu verringern.

### Hintergrund der Erfindung

[0002] In einer Gasturbine wird Luft in einem Verdichter verdichtet und mit Brennstoff in einem Brenner zum Erzeugen heisser Verbrennungsgase vermischt, die stromabwärts durch Turbinenstufen strömen, in denen Energie entzogen wird. Grosse Industrie-Gasturbinen zur Energieerzeugung enthalten typischerweise einen Rohrbrenner mit einer Reihe einzelner Rohrbrennkammern, in denen Verbrennungsgase getrennt erzeugt und zusammengefasst ausgegeben werden. Da die Rohrbrenner unabhängige und diskrete Komponenten sind, wovon jede ihren entsprechenden heissen Verbrennungsstrom ausgibt, stehen der statische und dynamische Betrieb der Rohre in wechselseitiger Beziehung.

[0003] Von spezieller Bedeutung für den wirksamen Betrieb von Rohrbrennermaschinen ist die Verbrennungsdynamik, d.h. dynamische Instabilitäten im Betrieb. Starke dynamische Prozesse werden oft durch Schwankungen in solchen Bedingungen wie der Temperatur der Abgase (d.h., der Wärmefreisetzung) und oszillierenden Druckpegeln in einer Rohrbrennkammer verursacht. Derartige starke dynamische Prozesse können die Hardwarelebensdauer und/oder die System-Betriebsbetriebsfähigkeit einer Maschine einschränken, indem sie solche Probleme wie mechanische und thermische Ermüdung bewirken. Ein Brennerhardwareschaden kann in der Form mechanischer Probleme in Hinblick auf Brennstoffdüsen, Einsätze, Übergangsteile, Übergangsteilseiten, radiale Dichtungen, Prallhülsen und weitere Teile entstehen. Diese Probleme können zu einem Schaden, schlechten Wirkungsgraden oder Flammenverlöschungen aufgrund eines Verbrennungshardwareschadens führen.

[0004] Somit gab es bereits verschiedene Versuche, die Verbrennungsdynamik zu steuern, um somit eine Verschlechterung des Systembetriebsverhaltens zu verhindern. Es gibt zwei grundsätzliche Verfahren zum Steuern der Verbrennungsdynamik in einem Verbrennungssystem einer Industriegasturbinen: passive Steuerung und aktive Steuerung. Wie die Bezeichnung nahelegt, bezieht sich passive Steuerung auf ein System, das bestimmte Auslegungsmerkmale und Eigenschaften beinhaltet, um dynamische Druckoszillationen oder Wärmefreisetzungspegel zu reduzieren. Eine aktive Steuerung beinhaltet andererseits einen Sensor, um beispielsweise Druck- oder Temperaturschwankungen zu detektieren und ein Rückkopplungssignal zu liefern, welches, wenn es von einer Steuerung geeignet verarbeitet wird, ein Eingangssignal an eine Steuervorrichtung liefert. Die Steuervorrichtung arbeitet wiederum so, dass sie dynamische Druckoszillationen oder zu hohe Wärmefreisetzungspegel verringert.

[0005] Bei der Betrachtung der dynamischen Auswirkungen sowohl von Druckschwankungen als auch der Wärmefreisetzung wurde gemäss Aspekten des vorliegenden Erfindungsgegenstandes erkannt, dass eine konstruktive Kopplung zwischen den Druckoszillationen und den Wärmefreisetzungsoszillationen vorliegt. Insbesondere wird die Verbrennungsdynamik gesteigert, wenn die Schwankungen von Wärmefreisetzung und Druck zueinander gleichphasig sind. Bekannte Lösungen für die Abschwächung passiver Dynamik haben somit versucht, die Dynamik durch eine oder mehrere Techniken, wie z.B. Entkopplung der Druck- und Wärmefreisetzungs-Oszillationen (z.B. durch Änderung der Flammenform, der Lage usw. zum Steuern der Wärmefreisetzung in einer Verbrennungsmaschine) oder durch Phasenverschiebung von Druck und Wärmefreisetzung zu verringern.

[0006] Eine bekannte Vorrichtung, die zur Bekämpfung einiger Dynamikprobleme in verschiedenen Anwendungen eingesetzt wird, ist ein Resonator. Obwohl bereits Resonatorbaugruppen eingesetzt worden sind, war ihre Anwendung offensichtlich auf die Abschwächung von hochfrequenten Instabilitäten durch reine Absorption akustischer Energie beschränkt. Beispielsweise wurden Viertelwellen-Resonatoren eingesetzt, um akustische Energie in einer Gasturbinen-Energieerzeugungsanlage zu unterdrücken oder die akustische Art eines Brenners in Luftfahrtanwendungen zu verändern.

[0007] Das Fachgebiet sucht ständig nach verbesserten Systemen und Verfahren zum Reduzieren starker Verbrennungsdynamik, um den Systemwirkungsgrad zu verbessern und die Nutzlebensdauer von Gasturbinenkomponenten zu verlängern.

### Kurzbeschreibung der Erfindung

[0008] Im Wesentlichen stellen exemplarische Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung mehrere Resonatoren bereit, die selektiv mit Rohrbrennkammern in dem Verbrennungsabschnitt einer Gasturbine gekoppelt sind. Die selektive Anordnung und Abstimmung der offengelegten Resonatorbaugruppen ist dafür konfiguriert, die relativ starke Verbrennungsdynamik sowohl durch Absorption akustischer Energie als auch durch Veränderung der Frequenzpegel zwischen benachbarten Rohren zu verringern.

[0009] Eine exemplarische Ausführungsform der vorliegenden Erfindung betrifft einen Brenner für eine Gasturbinenmaschine.

**[0010]** Der Brenner weist mehrere aufeinanderfolgend in einer Reihe angeordnete Rohrbrennkammern für die Erzeugung entsprechender Verbrennungsgasströme darin und zum gemeinsamen Ausgeben der Verbrennungsgasströme auf. Der Brenner weist ferner mehrere mit ausgewählten Rohrbrennkammern gekoppelte Resonatoren auf. Ein Resonator kann beispielsweise an jedem Rohr in der aufeinanderfolgenden Anordnung von Rohrbrennkammern, an jedem zweiten Rohr, jedem dritten Rohr oder dergleichen angeordnet sein. Zusätzlich können die Resonatoren selektiv dafür konfiguriert sein, bei einer oder mehreren vorgegebenen Betriebsfrequenzen auftretende Druckoszillationen zu unterdrücken.

**[0011]** Eine weitere exemplarische Ausführungsform der vorliegenden Erfindung betrifft ein Verfahren zum Unterdrücken der dynamischen Wechselwirkung von Rohren zwischen Rohrbrennkammern einer Gasturbinenverbrennungsmaschine. Ein derartiges Verfahren weist einen Schritt einer Bereitstellung mehrerer aufeinanderfolgend angeordneter Rohrbrennkammern zum Erzeugen entsprechender Verbrennungsgasströme darin und zusammengefassten Ausgeben der Verbrennungsgasströme auf. Mehrere Resonatoren werden auch für eine Wirkungskopplung mit ausgewählten Rohrbrennkammern bereitgestellt. Die mehreren Resonatoren werden dann selektiv abgestimmt, um eine oder mehrere gegenphasige oder gleichphasige dynamische Wechselwirkungen der von den benachbarten Rohren in den mehreren aufeinanderfolgend angeordneten Rohrbrennkammern ausgehenden Strömen zu unterdrücken.

### Kurzbeschreibung der Zeichnungen

**[0012]** Die Erfindung, gemäss bevorzugten und exemplarischen Ausführungsformen, wird zusammen mit ihren weiteren Vorteilen in der nachfolgenden detaillierten Beschreibung in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen beschrieben, in welchen:

- Fig. 1 eine Seitenschnittansicht eines Gasturbinenmaschinensystems ist, das eine Gasturbine enthält;
- Fig. 2 eine schematische Darstellung eines Querschnittes einer exemplarischen Gasturbinen-Rohrbrennkammer ist, die mit der in Fig. 1 dargestellten Gasturbinenmaschine verwendet werden kann;
- Fig. 3 eine schematische Darstellung einer exemplarischen radialen Anordnung herkömmlicher Rohrbrennkammern in einer Gasturbinenmaschine ist;
- Fig. 4 eine schematische Darstellung einer exemplarischen radialen Anordnung von Rohrbrennkammern in einer Gasturbinenmaschine ist, die eine erste exemplarische Anordnung entsprechender Resonatoren beinhaltet, die damit zur Unterdrückung von Verbrennungsdynamik gekoppelt sind;
- Fig. 5 eine schematische Darstellung einer exemplarischen radialen Anordnung von Rohrbrennkammern in einer Gasturbinenmaschine ist, die eine zweite exemplarische Anordnung entsprechender Resonatoren beinhaltet, die damit zur Unterdrückung von Verbrennungsdynamik gekoppelt sind;
- Fig. 6 eine schematische Darstellung einer exemplarischen radialen Anordnung von Rohrbrennkammern in einer Gasturbinenmaschine ist, die eine dritte exemplarische Anordnung entsprechender Resonatoren beinhaltet, die damit zur Unterdrückung von Verbrennungsdynamik gekoppelt sind;
- Fig. 7 eine exemplarische graphische Darstellung simulierter Druckspektrumswerte (normiert über einen Bereich von 0 bis 1) in Abhängigkeit von der Frequenz (ebenfalls normiert über einen Bereich von 0 bis 1) für eine in drei Zuständen arbeitende Rohrbrennkammer einer Turbinenmaschine – ohne einen Resonator, mit einem damit gekoppelten ersten exemplarischen Resonator und mit einem damit gekoppelten zweiten exemplarischen Resonator – ist;
- Fig. 8 eine vergrösserte Ansicht des graphischen Druck/Frequenz-Verlaufs von Fig. 7 in einem normierten Frequenzbereich von etwa 0,2 bis 0,6 ist;
- Fig. 9 eine exemplarische graphische Darstellung einer simulierten Druckamplitude (normiert über einen Bereich von 0 bis 1) in Abhängigkeit von der Frequenz (ebenfalls normiert über einen Bereich von 0 bis 1) für achtzehn (18) exemplarische Rohre in einer Gasturbine wie z.B. der in Fig. 3 dargestellten ist;
- Fig. 10 eine vergrösserte Ansicht des graphischen Druck/Frequenz-Verlaufs von Fig. 9 in einem normierten Frequenzbereich von etwa 0,688 bis 0,752 ist;
- Fig. 11 eine exemplarische graphische Darstellung einer simulierten Druckamplitude (normiert über einen Bereich von 0 bis 1) in Abhängigkeit von der Frequenz (ebenfalls normiert über einen Bereich von 0 bis 1) für achtzehn (18) exemplarische Rohre in einer Gasturbinenmaschine mit Frequenzaufteilung ist, wie sie beispielsweise mit einer offengelegten Resonatorbaugruppe erzielt werden könnte;
- Fig. 12 eine vergrösserte Ansicht des graphischen Druck/Frequenz-Verlaufs von Fig. 11 in einem normierten Frequenzbereich von etwa 0,688 bis 0,752 ist;

- Fig. 13 eine exemplarische graphische Darstellung von exemplarischen Druckpegeln in jedem Rohr von einer 18-Rohr-Gasturbinenmaschine, wie z.B. der in Fig. 3 dargestellten ist, wenn sie bei einem ersten vorgegebenen Frequenzpegel betrieben wird;
- Fig. 14 eine exemplarische graphische Darstellung exemplarischer Kohärenzpegel für jedes Rohr in einer 18-Rohr-Gasturbinenmaschine, wie z.B. der in Fig. 3 dargestellten ist, wobei die Kohärenz in Bezug auf das Rohr 1 gemessen wird, wenn es bei einem ersten vorgegebenen Frequenzpegel arbeitet;
- Fig. 15 eine exemplarische graphische Darstellung exemplarischer Druckpegel in jedem Rohr einer bei einem ersten vorgegebenen Frequenzpegel arbeitenden 18-Rohr-Gasturbinenmaschine ist, wenn eine Frequenzaufteilung eingesetzt wird, wie sie mit einer offengelegten Resonatoranordnung erzielt werden könnte;
- Fig. 16 eine exemplarische graphische Darstellung exemplarischer Kohärenzpegel für jedes Rohr in einer bei einem ersten vorgegebenen Frequenzpegel arbeitenden 18-Rohr-Gasturbinenmaschine und mit in Bezug auf das Rohr 1 gemessener Kohärenz ist, wenn eine Frequenzaufteilung eingesetzt wird, wie sie mit einer offengelegten Resonatoranordnung erzielt werden könnte;

### Detaillierte Beschreibung der Erfindung

**[0013]** Es wird nun auf spezielle Ausführungsformen der Erfindung Bezug genommen, wovon ein oder mehrere Beispiele in den Zeichnungen dargestellt sind. Jede Ausführungsform wird im Rahmen einer Erläuterung von Aspekten der Erfindung dargestellt und sollte nicht als eine Einschränkung der Erfindung betrachtet werden. Beispielsweise können hinsichtlich einer Ausführungsform dargestellte oder beschriebene Merkmale mit einer weiteren Ausführungsform genutzt werden, sodass sich noch eine weitere Ausführungsform ergibt. Es ist beabsichtigt, dass die vorliegende Erfindung diese und weitere an den hierin beschriebenen Ausführungsformen vorgenommene Modifikationen oder Variationen beinhaltet.

**[0014]** Fig. 1 ist eine Seitenschnittansicht eines Gasturbinenmaschinensystems 10, das eine Gasturbinenmaschine 20 enthält. Die Gasturbinenmaschine 20 enthält einen Verdichterabschnitt 22, einen Brennerabschnitt 24 mit mehreren Rohrbrennkammern 26 und einen unter Anwendung einer (nicht dargestellten) Welle mit dem Verdichterabschnitt 22 gekoppelten Turbinenabschnitt 28.

**[0015]** In Betrieb wird Umgebungsluft in den Verdichterabschnitt 22 geleitet, in welchem die Umgebungsluft auf einen höheren Druck als den Umgebungsdruck verdichtet wird. Die verdichtete Luft wird dann in den Brennerabschnitt 24 geleitet, in welchem die verdichtete Luft und ein Brennstoff vermischt werden, um ein Gas mit relativ hohem Druck und hoher Geschwindigkeit zu erzeugen. Der Turbinenabschnitt 28 entzieht Energie aus dem von dem Brennerabschnitt 24 mit hohem Druck und hoher Geschwindigkeit ausgegebenen Gas, und das verbrannte Brennstoffgemisch wird zum Erzeugen von Energie, wie z.B. von elektrischer Energie, Wärme und/oder mechanischer Energie, verwendet. In einer Ausführungsform erzeugt das verbrannte Brennstoffgemisch in Kilowattstunden (kWh) gemessene elektrische Energie. Die vorliegende Erfindung ist jedoch nicht auf die Erzeugung elektrischer Energie beschränkt und umfasst weitere Formen von Energie, wie z.B. mechanische Energie und Wärme. Das Gasturbinenmaschinensystem 10 wird typischerweise mittels verschiedener Steuerparameter von einem (nicht dargestellten) automatischen und/oder elektronischen Steuersystem gesteuert, das an dem Gasturbinenmaschinensystem 10 angeschlossen ist.

**[0016]** Fig. 2 ist eine schematische Darstellung eines Querschnittes einer exemplarischen Gasturbinenmaschinen-Rohrbrennkammer 26 und enthält eine schematische Darstellung eines Teils eines Gasturbinenmaschinen-Steuersystems 202. Ein ringförmiger Brenner 26 kann in einem Ringraum 212 zwischen einem inneren Maschinengehäuse 214 und einem äusseren Maschinengehäuse 216 positioniert sein. Ein Diffusor 218 führt axial von aus einem (in Fig. 1 dargestellten) Verdichterabschnitt 22 aus in den Ringraum 212. Rohrbrennkammern 26 geben zusammengefasst ihre Verbrennungsgasströme in eine gemeinsame Ebene an den (in Fig. 1 dargestellten) Turbinenabschnitt 28 auf. Mehrere Hauptbrennstoffdüsen 220 sind in Umfangsrichtung in dem Ringraum 212 angeordnet, um den Hauptbrennstoff mit einem Teil der den Diffusor 218 verlassenden Luft vorab zu vermischen und um das Brennstoff/Luft-Gemisch an die Brennkammer 26 zu liefern. Mehrere Hauptbrennstoffzuführungsleitungen 222 führenden Hauptdüsen 220 Brennstoff zu. Mehrere Pilotbrennstoffdüsen 226 führen der Brennkammer 26 mit mehreren Brennstoff an die Pilotbrennstoffdüsen 226 verteilenden Pilotbrennstoffzuführungsleitungen 228 Pilotbrennstoff zu. Mehrere (nicht dargestellte) Zündvorrichtungen können in der Nähe der Pilotbrennstoffdüsen 226 zum Zünden des den Pilotbrennstoff düsen 226 zugeführten Brennstoffes positioniert sein.

**[0017]** Ein Verbrennungssensor 230 kann in der Brennkammer 26 zum Überwachen von Druck- und/oder Flammenschwankungen darin positioniert sein. Der Sensor 230 überträgt Verbrennungszustände in der Rohrbrennkammer 26 anzeigende Signale an ein Online-Gasturbinenmaschinen-Steuersystem 202, das mit einer Brennstoffsteuerung 234, die die Pilotbrennstoff- und Hauptbrennstoff durchsatzraten zu der Brennkammer 26 anpasst, und mit einer Luftsteuerung 236 in Verbindung steht, die (nicht dargestellte) Triebwerksluftsteuerventile steuern kann.

**[0018]** Unterschiedliche Gasturbinenverbrennungsmaschinen können unterschiedliche Anzahlen von Rohrbrennkammern enthalten. Beispielsweise können Energieerzeugungsgasturbinen Rohrbrenner mit sechs (6), zwölf (12), vierzehn (14), achtzehn (18) oder vierundzwanzig (24) Rohren enthalten, die einer linearen Konfiguration, radialen Konfiguration oder anderen aufeinanderfolgenden Anordnung vorgesehen sein können. Verschiedene hierin präsentierte Beispiele neh-

men Bezug auf die 18-Rohr-Konfigurationen, obwohl erkennbar sein dürfte, dass dieses kein notwendigerweise einschränkendes Merkmal ist. Mehr oder weniger als derartige exemplarische Anzahlen von Rohren können genutzt werden.

**[0019]** Fig. 3 stellt eine schematische Darstellung einer 18-Rohr-Konfiguration zur Verwendung in einer Verbrennungsmaschine bereit. In diesem speziellen Beispiel sind die Rohrbrennkammern 26 (wovon jedes entsprechend als C1, C2, C18 bezeichnet ist) im Wesentlichen symmetrisch um eine Längs- oder Axialmittellinie der Maschine angeordnet. Jeder Brenner kann im Wesentlichen ein Kopfende, einen Brennereinsatz und ein (nicht dargestelltes) integriertes Übergangsteil enthalten. Die Übergangsteilauslässe jeder Rohrbrennkammer 26 aus den entsprechenden Rohrbrennkammer grenzen jeweils aneinander um den Umfang des Brenners an, um zusammengefasst deren getrennte Brennerströme an eine gemeinsame ebene Stelle (z.B. eine gemeinsame einzelne Turbinenleitvorrichtung) auszugeben. Fig. 3 ist als Stand der Technik bezeichnet, da er nicht die integrierten Resonatormerkmale der vorliegenden Erfindung enthält, obwohl die unter Bezugnahme auf Fig. 3 diskutierten allgemeinen Komponenten auch auf die Rohre der Fig. 4-6 (z.B. die Eigenschaften eines Kopfendes, Brennereinsatzes, integrierten Übergangsteils, usw.) zutreffen.

**[0020]** Da die verschiedenen Rohrbrennkammern ihre entsprechenden Gasströme zusammengefasst in die gemeinsame Turbinenleitvorrichtung ausgeben, kann die Möglichkeit für unerwünscht hohe Pegel einer dynamischen Wechselwirkung der in Umfangsrichtung benachbarten Ströme vorliegen. Beispielsweise kann die Verbrennung des Brennstoff/Luft-Gemisches in den entsprechenden Verbrennungsgasströmen sowohl einen statischen Druck als auch einen durch periodische Druckoszillationen in den Strömen dargestellten dynamischen Druck erzeugen. Die periodischen Druckoszillationen sind frequenzspezifisch und variieren in der Magnitude von null für nicht-resonante Frequenzen bis zu erhöhten Druckamplituden für resonante Frequenzen. Wie nachstehend detaillierter beschrieben, wird eine dynamische Wechselwirkung der benachbarten Gasströme bevorzugt durch Unterdrücken der gegenphasigen Wechselwirkung der von den Rohren ausgehenden Ströme verringert, was den Gegentakt- bzw. Push-Pull-Dynamikmodi entspricht. Zusätzlich wird eine gleichphasige dynamische Wechselwirkung angegangen, indem die Kohärenz von Überlagerungs- bzw. Push-Push-Tönen verringert wird. Im Wesentlichen sind Verbesserungen in den Pegeln der dynamischen Wechselwirkung beabsichtigt, um das Brennerbetriebsverhalten zu verbessern, während gleichzeitig ein davon ausgehender Ermüdungsschaden verringert oder beseitigt wird.

**[0021]** Der unerwünschte Push-Pull-Modus dynamischer Wechselwirkung kann als eine abwechselnde Plus- und Minus-Phasenbeziehung zwischen zwei beliebigen benachbarten Rohren charakterisiert sein. Dynamikmodi sind frequenzspezifisch mit entsprechenden periodischen Druckoszillationen, welche sinusförmige Wellenformen haben. Die Spitzen der Wellenformen können als der positive oder Plus-(+) Wert betrachtet werden, während die Tiefpunkte oder Täler die entsprechenden Minus-(-) Werte sind. Wenn benachbarte Rohrbrennkammern dynamisch in dem Push-Pull-Modus in Wechselwirkung stehen, ist der Pluswert in einem Rohr mit dem Minusrohr in einem benachbarten Rohr bei einer entsprechenden Frequenz gleichphasig. Wenn benachbarte Rohrbrennkammern dynamisch in dem Push-Push-Modus in Wechselwirkung stehen, ist der Pluswert in einem Rohr mit dem Pluswert in einem benachbarten Rohr bei einer entsprechenden Frequenz gleichphasig.

**[0022]** Empirische Testdaten für einen herkömmlichen Mehrrohrbrenner zeigen einen Push-Pull-Modus einer dynamischen Wechselwirkung etwa bei einer ersten Frequenz an, während der nächste Resonanzmodus der Wechselwirkung ein Push-Push-Modus bei einer höheren zweiten Frequenz ist. Die Amplitude der Druckoszillation nimmt mit einer Zunahme im Frequenzmodus erheblich ab. In einer exemplarischen Brennerkonfiguration mit 18 Rohren liegt die erste Resonanzfrequenz, bei welcher eine dynamische Push-Pull-Wechselwirkung aus Druckoszillationen auftritt, etwa bei einer ersten Frequenz, während die zweite Resonanzfrequenz, bei welcher ein Push-Push-Modus eine starke Verbrennungsdynamik bewirkt, bei einer zweiten höheren Frequenz. Da sowohl die dynamische Push-Pull- als auch die Push-Push-Wechselwirkung eine spezifische gegenphasige oder gleichphasige Entsprechung von Rohr zu Rohr erfordert, können Resonatoren gemäß der offengelegten Technologie angewendet werden, um eine Kontinuität der entsprechenden Auftritte von gleichphasiger und gegenphasiger Wechselwirkung zu verhindern.

**[0023]** Im Wesentlichen werden Vorteile der vorliegend offengelegten Resonatorbaugruppen für eine integrierte Anwendung in einer Verbrennungsmaschine erzielt, indem mehrere Resonatoren mit ausgewählten Rohren in der Verbrennungsmaschine gekoppelt werden. Die Resonatoren dienen als passive Vorrichtungen zum Steuern der Verbrennungsdynamik, indem sie den Energiegehalt aus instabilen Modi (wie z.B. den Push-Pull- und Push-Push-Modi bei ersten und zweiten entsprechenden Resonanzfrequenzen auf zwei unterschiedliche Frequenzen über und unter der ursprünglichen Instabilität verringern. Die Idee besteht in der Sicherstellung, dass die Instabilitätsfrequenz aufgrund von Druckoszillationsspitzen in jedem Rohr im Vergleich zu dem benachbarten Rohr unterschiedlich ist, und es somit ermöglicht, die physikalische Wechselwirkung zwischen den Rohren bei einer speziellen Frequenz zu unterbrechen. Eine derartige Frequenzfehlpassung in benachbarten Rohren verringert die Kohärenz zwischen benachbarten Rohren und eliminiert somit perfekte Push-Push-Töne, die für die Turbinenschaufeln und andere Komponenten in einer Gasturbinenmaschine ein Problem sind. Zusätzlich stellt die Impedanzfehlpassung bei dem Übersprechbereich eine Dämpfung für die Push-Push-Töne dar.

**[0024]** Fig. 4, 5 und 6 zeigen schematische Darstellungen von drei exemplarischen Mehrrohrbrenneranordnungen mit Resonatoren, die selektiv mit den Rohrbrennkammern gekoppelt sind, um erwünschte akustische Absorptions- und Frequenzteilungsauswirkungen zu erzielen. Derartige Beispiele werden bereitgestellt, um eine exemplarische Resonatorplatzierung in einem 18-Rohr-Brenner darzustellen, obwohl erkennbar sein dürfte, dass die Anzahl der Rohre und der entsprechenden Resonatoren kein unnötigerweise einschränkender Aspekt der offengelegten Technologie sein sollte. Die

allgemeine Natur derartiger Konfigurationen (z.B. Resonatoren auf jedem Rohr, jedem zweiten Rohr, jedem dritten Rohr usw. in aufeinanderfolgender Anordnung der Rohre) kann auf Brenner mit unterschiedlichen Gesamtanzahlen von Rohren, nämlich 6, 12, 24 und andere angewendet werden. Zusätzlich können einige Ausführungsformen mehr als einen auf jedes Rohr oder selektive Gruppierungen von Rohren aufgebracht Resonator enthalten, wobei unterschiedliche Resonatoren auf einem vorgegebenen Rohr auf dieselbe oder unterschiedliche Resonanzfrequenzen abgestimmt sind.

**[0025]** Zusätzlich sollte, wenn Resonatoren hierin als für den Betrieb bei spezifischen Frequenzpegeln, die den Resonanzfrequenzen einer 18-Rohr-Verbrennungsmaschine entsprechen, diskutiert werden, dieses ebenfalls nicht als einschränkend betrachtet werden. Resonatoren können für den Betrieb bei jeder ausgewählten Frequenz durch sorgfältige Wahl von Auslegungskriterien bezüglich der Länge, Form und dem Gesamtvolumen eines Resonatorhohlraums ausgelegt werden. Die Ermittlung der abzuschwächenden Frequenzen erfolgt üblicherweise durch eine Kombination aus früherer Erfahrung, empirischer und halb empirischer Modellierung und durch Versuch und Irrtum. Beispielsweise ist in auf Rohrform basierenden Resonatoren die Auslegung der charakteristischen Länge  $L$  sehr wichtig und wird am besten unter Anwendung halb empirischer Verfahren erreicht, die im Fachgebiet zur Bestimmung der abzuschwächenden Wellenlänge der akustischen Druckoszillationen bekannt sind. In rohrförmigen Resonatoren mit offenem Ende ist die charakteristische Länge  $L$  durch  $L = c/2f$  bestimmt, und für rohrförmige Resonatoren mit geschlossenem Ende ist die charakteristische Länge  $L$  durch  $L = c/4f$  bestimmt, wobei  $f$  die Oszillationsfrequenz (Hz) ist,  $c$  die Schallgeschwindigkeit in der in dem Rohr enthaltenen Luft in m/s ist, und  $L$  die charakteristische Länge in Meter ist.

**[0026]** Die Lage jedes Resonators in Bezug auf die Komponenten eines Brenners kann ebenfalls gemäss den vorliegend offengelegten Anordnungen in Abhängigkeit von der Frequenz variiert werden, bei welcher jeder Resonator gemäss Auslegung arbeiten soll. Insbesondere kann ein Ende jedes Resonators mit einer speziellen Stelle entlang des Kopfendes, des Einsatzes, des Übergangsstückes oder eines anderen spezifischen Abschnittes der Rohrbrennkammer gekoppelt sein. In einem Beispiel wurde ermittelt, dass ein für die Erzeugung einer Druckdämpfung bei Frequenzen um eine spezielle Frequenzinstabilität herum konfigurierter Resonator im Wesentlichen für eine Platzierung an dem Ausgang der Rohrbrennkammer in der Nähe des Übergangsteils geeignet ist.

**[0027]** In Bezug auf die Einzelheiten der Fig. 4-6, stellt Fig. 4 eine exemplarische Ausführungsform einer Mehrrohr-Brenneranordnung mit als C1, C2, C18 durchnummerierten achtzehn Rohrbrennkammern 26 dar. Resonatoren 400-416 sind jeweils mit ausgewählten Rohrbrennkammern 26 gekoppelt. Gemäss Darstellung in Fig. 4 ist ein Resonator 400 mit einem Rohr C1 gekoppelt, ein Resonator 402 mit einem Rohr C3 gekoppelt, ein Resonator 404 mit einem Rohr C5 gekoppelt, ein Resonator 406 mit einem Rohr C7 gekoppelt, ein Resonator 408 mit einem Rohr C9 gekoppelt, ein Resonator 410 mit einem Rohr CH gekoppelt, ein Resonator 412 mit einem Rohr C13 gekoppelt, ein Resonator 414 mit einem Rohr C15 gekoppelt und ein Resonator 416 mit einem Rohr C17 gekoppelt. Somit ist wenigstens ein Resonator mit jedem zweiten Rohr in der aufeinanderfolgenden Mehrfachrohranordnung so gekoppelt, dass nur ein Rohr in jedem benachbarten Paar einen Resonator enthält. Ferner weist gemäss Fig. 4 eine exemplarische Ausführungsform eines derartigen Mehrrohrbrenners Resonatoren 400-416 auf, die jeweils auf dieselbe Betriebsfrequenz abgestimmt sind. Beispielsweise können alle derartigen Resonatoren abgestimmt sein, dass sie eine akustische Dämpfung entweder bei den ersten oder zweiten Resonanzfrequenzen für Verbrennungsrohre liefern. In einem weiteren Beispiel ist eine erste Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern 26 mit Resonatoren ausgestattet, die zur Unterdrückung von Oszillationen bei einer ersten Frequenz abgestimmt sind, während die mit einer zweiten Gruppe ausgewählter Rohre gekoppelten Resonatoren zur Unterdrückung von Oszillationen bei einer zweiten Frequenz abgestimmt sind. Derartige erste und zweite Frequenzen können den Resonanzfrequenzen wie vorstehend diskutiert oder irgendeiner anderen gewählten Variation entsprechen, die wirksam die Druckoszillationen in benachbarten Rohren entkoppelt. Diese spezifischen Beispiele erster und zweiter Frequenzen treffen in gleicher Weise auf die nachstehend unter Bezugnahme auf die Fig. 5 und 6 diskutierten zusätzlichen Ausführungsformen zu.

**[0028]** Fig. 5 stellt eine weitere exemplarische Ausführungsform einer Mehrrohrbrenneranordnung mit als C1, C2, C18 durchnummerierten achtzehn Rohrbrennkammern 26 dar. Resonatoren 500 - 532 sind jeweils so vorgesehen, dass jede Rohrbrennkammer 26 einen damit gekoppelten Resonator (R) hat. Gemäss Darstellung in Fig. 5 ist ein Resonator 500 mit einem Rohr C1 gekoppelt, ein Resonator 502 mit einem Rohr C2 gekoppelt, ein Resonator 504 mit einem Rohr C3 gekoppelt, ein Resonator 506 mit einem Rohr C4 gekoppelt, ein Resonator 508 mit einem Rohr C5 gekoppelt, ein Resonator 510 mit einem Rohr C6 gekoppelt, ein Resonator 512 mit einem Rohr C7 gekoppelt, ein Resonator 514 mit einem Rohr C8 gekoppelt, ein Resonator 516 mit einem Rohr C9 gekoppelt, ein Resonator 518 mit einem Rohr C10 gekoppelt, ein Resonator 520 mit einem Rohr CH gekoppelt, ein Resonator 522 mit einem Rohr C12 gekoppelt, ein Resonator 524 mit einem Rohr C13 gekoppelt, ein Resonator 526 mit einem Rohr C14 gekoppelt, ein Resonator 528 mit einem Rohr C15 gekoppelt, ein Resonator 530 mit einem Rohr C16 gekoppelt, ein Resonator 532 mit einem Rohr C17 gekoppelt, und ein Resonator 534 mit einem Rohr C18 gekoppelt. Somit ist wenigstens ein Resonator mit jedem Rohr in der aufeinanderfolgenden Mehrrohranordnung gekoppelt.

**[0029]** Weiter weist gemäss Fig. 5 eine exemplarische Ausführungsform eines derartigen Mehrrohrbrenners eine für die Unterdrückung von Oszillationen bei einer ersten Frequenz abgestimmte erste Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern 26 und eine zur Unterdrückung von Oszillationen bei einer zweiten Frequenz abgestimmte zweite Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern 26 auf. In einer spezielleren Ausführungsform weist die erste Gruppe eine Anzahl von Rohren gleich der Hälfte der Gesamtanzahl der mehreren aufeinanderfolgend (d.h. in einer Reihe) angeordneten Rohrbrennkammern

auf und entspricht jedem zweiten Rohr in der aufeinanderfolgenden Anordnung. Die zweite Gruppe weist eine Anzahl von Rohren gleich der Hälfte der Gesamtanzahl der mehreren aufeinanderfolgend angeordneten Rohrbrennkammern auf und entspricht den restlichen Rohren in der aufeinanderfolgenden Anordnung. Derartige erste und zweite Gruppierungen können beispielsweise als eine allen geradzahlig nummerierten Rohren (C2, C4, C18) entsprechende erste Gruppe von Rohren und als eine allen ungeradzahlig nummerierten Rohren (C1, C3, C17) in einer auf einanderfolgenden Anordnung der Rohrbrennkammern 26 entsprechende zweite Gruppe von Rohren konfiguriert sein.

**[0030]** Eine weitere exemplarische Ausführungsform der in Fig. 5 dargestellten Mehrrohrbrenneranordnung ist so konfiguriert, dass die Resonatoren 500-532 jeweils bei gestaffelten Frequenzpegeln in einem Bereich von Frequenzwerten abgestimmt sind, um eine Versatzvielfalt in den sich ergebenden Teilfrequenzen jedes Rohres in der kollektiven Gruppierung zu erzeugen. Beispielsweise kann eine Ausführungsform so konfiguriert sein, dass jeder Resonator auf eine andere Frequenz in einem Bereich beginnend bei einer niedrigsten Frequenz und mit zunehmendem Frequenzwert mit festen oder zufälligen Inkrementen bis zu einer höchsten Frequenz abgestimmt ist. Alternativ kann die inkrementelle Abstimmung der Resonatoren in einer anderen vorbestimmten Weise über den Rohrbrennkammern 26 gestaffelt sein.

**[0031]** In noch einer weiteren Ausführungsform ist nicht jeder Resonator für einen Betrieb bei einer anderen Frequenz konfiguriert, aber ein ausreichender Vielfaltspegel wird dergestalt bereitgestellt, dass Resonatoren auf mehr Frequenzen als nur einfach erste und zweite Resonatorfrequenzen wie bereits vorstehend beschrieben, abgestimmt werden. Beispielsweise können aufeinanderfolgende Rohre jeweils mit Resonatoren gekoppelt werden, die für den Betrieb bei ersten, zweiten und dritten Frequenzen mit dieser sich selbst wiederholenden Ablauffolge abgestimmt sind. Vierte, fünfte, sechste oder weitere Frequenzen können ebenfalls in das periodische, abwechselnde oder andere vorbestimmte Muster einer Frequenzzuordnung eingeführt werden.

**[0032]** In Fig. 6 ist noch eine weitere exemplarische Ausführungsform einer 18-Rohr-Brenneranordnung mit Entkopplungsresonatoren gemäss Aspekten der vorliegenden Erfindung schematisch dargestellt. Gemäss Darstellung in Fig. 6 ist ein Resonator 600 mit einem Rohr C1 gekoppelt, ein Resonator 602 mit einem Rohr C4 gekoppelt, ein Resonator 604 mit einem Rohr C7 gekoppelt, ein Resonator 606 mit einem Rohr C10 gekoppelt, ein Resonator 608 mit einem Rohr C13 gekoppelt, und ein Resonator 610 mit einem Rohr C16 gekoppelt. Somit ist wenigstens ein Resonator mit jedem dritten Rohr in der aufeinanderfolgenden Mehrfachrohranordnung gekoppelt. In einem Beispiel ist jeder Resonator 600-610 jeweils auf dieselbe Betriebsfrequenz abgestimmt. In einem weiteren Beispiel werden unterschiedliche Frequenzpegel selektiv für unterschiedliche Resonatoren gewählt.

**[0033]** Fig. 7 und 8 stellen die Auswirkungen dar, wie ein auf eine vorgegebene Rohrbrennkammer aufgebracht Resonator erwünschte Frequenzteilungsauswirkungen gemäss exemplarischen Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung erzielt. Insbesondere zeigt Fig. 7 eine exemplarische graphische Darstellung simulierter Druckspektrumswerte (normiert über einen Bereich von 0 bis 1) in Abhängigkeit von der Frequenz (ebenfalls normiert über einen Bereich von 0 bis 1) für eine in drei Zuständen arbeitende Rohrbrennkammer einer Turbinenmaschine.

**[0034]** Fig. 8 zeigt eine vergrösserte Ansicht des graphischen Druck/Frequenz-Verlaufs von Fig. 7 in einem normierten Frequenzbereich von etwa 0,2 bis 0,6. Fig. 7 und 8 stellen einen ersten Verlauf 700 exemplarischer simulierter Druckwerte in Abhängigkeit von der Frequenz für eine Rohrbrennkammern normalen Betriebsbedingungen (d.h., ohne einen Resonator) dar. Drei spezifische Druckoszillationsspitzen sind aus dem Verlauf 700 ersichtlich. Insbesondere findet ein erstes Auftreten von Spitzendruckpegeln bei einer in der Nähe des Bereichs 0,12-0,14 dargestellten ersten Resonanzfrequenz statt. Ein zweites Auftreten von Spitzendruckpegeln findet bei einer zweiten Resonanzfrequenz in einem Bereich von etwa 0,3 - 0,4 statt. Ein drittes Auftreten von Spitzendruckpegeln findet bei einer dritten Resonanzfrequenz in einem Bereich von etwa 0,84 - 0,88 statt. Exemplarische Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung versuchen die Instabilitäten bei den ersten und zweiten Resonanzfrequenzen im Gegensatz zu den hochfrequenten Instabilitäten, wie z.B. denen in dem 400 Hz-Bereich und darüber, anzugehen.

**[0035]** Des Weiteren zeigen gemäss den Fig. 7 und 8 die Verläufe 702 und 704 simulierte Auswirkungen von Druckänderungen im Brennkammerbetrieb, wenn zwei unterschiedliche exemplarische Resonatorbaugruppen verwendet werden. Derartige Resonatorbaugruppen weisen erste und zweite Variationen von exemplarischen Helmholtz-Resonatoren auf, die dafür ausgelegt sind, eine akustische Druckdämpfung bei einer mit einer ersten Instabilitäts-Resonanzfrequenz übereinstimmenden Frequenz zu erzeugen. Wie im Verlauf 702 dargestellt, ist der erste exemplarische Resonator nicht nur bei einer Verringerung der Spitzenamplitude der Druckoszillationen, sondern auch bei einer Aufteilung der Spitzenfrequenz von etwa 0,36 auf zwei Spitzenfrequenzen mit Mittenfrequenzen von etwa 0,3 und 0,42 wirksam. Wie im Verlauf 74 dargestellt, ist der zweite exemplarische Resonator in der Aufteilung der Spitzenfrequenz von etwa 0,36 auf zwei Spitzenfrequenzen bei etwa 0,32 bzw. 0,46 wirksam.

**[0036]** In einem Beispiel einer dynamische Instabilitäten bei einer in Hertz gemessenen vorgegebenen Frequenz zeigen den Rohrbrennkammer kann ein exemplarischer Resonator wirksam die Druckspitze, die ursprünglich bei der vorgegebenen Frequenz auftrat, auf zwei oder mehr bei entsprechenden neuen Frequenzen auftretende getrennte Druckspitzen aufteilen. Beispielsweise kann eine der sich ergebenden Druckspitzen (nach der Aufteilung durch einen Resonator) einen maximalen Pegel bei einer ersten neuen Frequenz in einem Bereich von etwa fünf (5) bis etwa dreissig (30) Hz unter der ursprünglichen Instabilitäts-Resonanzfrequenz haben, während die anderen resultierenden Druckspitzen (nach der Aufteilung durch einen Resonator) einen maximalen Pegel bei einer zweiten neuen Frequenz in einem Bereich von etwa

fünf (5) bis etwa dreissig (30) Hz unter der ursprünglichen Resonanzfrequenz haben können. In einem weiteren Beispiel liegen die ersten und zweiten neuen Frequenzen jeweils in einem Bereich von etwa fünfzehn (15) bis zwanzig (20) Hz über und unter der ursprünglichen Resonanzfrequenz.

**[0037]** Simulierte Daten, die exemplarische Auswirkungen einer derartigen über mehrere Resonatoren in einer Verbrennungsmaschine angewendeten Frequenzteilung (wie sie mit einer aus den in Fig. 4-6 ausgewählten Ausführungsformen der Erfindung erzielt werden kann) zeigen, sind in den Fig. 11-12 und 15-16 dargestellt. Derartige Auswirkungen werden mit simulierten Daten der Fig. 9-10 und 13-14 verglichen, welche exemplarische Auswirkungen darstellen, wenn keine derartige Frequenzteilung angewendet wird (wie man es in einer herkömmlichen Verbrennungsmaschine gemäss Darstellung in Fig. 3 sehen könnte).

**[0038]** Fig. 9 und 10 stellen exemplarische simulierte Druckwerte in Abhängigkeit von der Frequenz dar, wenn alle Rohre in einer 18-Rohr-Verbrennungsmaschine (wie der in Fig. 3 dargestellten) Spitzenresonanzfrequenzen bei einer (bei einem normierten Wert von etwa 0,72 dargestellten) vorgegebenen Frequenz zeigen. Normierte Frequenzpegel sind über der Abszisse aufgetragen, während die normierte Druckamplitude über der Ordinate derartiger Graphen aufgetragen ist. Wie man in derartigen Graphen, insbesondere in der vergrösserten Ansicht von Fig. 10, sieht, sind alle Rohre auf der Basis einer Spitzendruckoszillation bei einem normierten Frequenzbereich von etwa 0,72 instabil.

**[0039]** Die Möglichkeit für eine über einer kollektiven Baugruppe mehrerer Rohre in einer Verbrennungsmaschine, die bei den in Fig. 9 und 10 dargestellten Resonanzfrequenzen arbeitet, gezeigte starke Dynamik kann man in den Fig. 13 und 14 sehen.

**[0040]** Fig. 13 stellt eine graphische Ansicht von exemplarischen Druckpegeln in jedem Rohr einer 18-Rohr-Gasturbinenbrennermaschine gemäss Darstellung in Fig. 3 bereit, wenn diese bei der ersten vorgegebenen Resonanzfrequenz arbeiten. Die Druckpegel werden von dem Mittelpunkt des radialen Graphen beginnend bei einer Mittenamplitude von null nach aussen gemessen. Die radiale Linie 1300 entspricht einem Druckpegel von etwa 0,345 bar (5 psi), die radiale Linie 1310 entspricht einem Druckpegel von etwa 0,690 bar (10 psi) und die radiale Linie 1320 entspricht einem Druckpegel von etwa 1,035 bar (15 psi). Wie man aus Fig. 13 ersehen kann, liegt die Amplitude bei einem relativ hohen Pegel, der zu einer mittleren Amplitude von etwa 0,690 bar (10 psi) mit einer Standardabweichung von etwa 1,6 führt.

**[0041]** Fig. 14 stellt eine graphische Ansicht exemplarischer Kohärenzwerte in jedem Rohr für eine 18-Rohr-Gasturbinenbrennermaschine gemäss Darstellung in Fig. 3 bereit, wobei die Kohärenz in Bezug auf das Rohr 1 gemessen wird, wenn dieses bei einer ersten Resonanzfrequenz arbeitet. Kohärenzwerte wie die in Fig. 14 aufgetragenen, werden im Allgemeinen durch die nachstehende Formel ermittelt:

$$C_{xy}(f) = \frac{|P_{xy}(f)|^2}{P_{xx}(f)P_{yy}(f)}$$

wobei  $C_{xy}(f)$  die quadratische Kohärenzmagnitude zwischen dem ersten Rohr x und dem zweiten Rohr y ist,  $P_{xy}(f)$  die Über-sprechleistungs-Spektraldichte von x und y ist,  $P_{xx}(f)$  die Leistungsspektraldichte von x ist und  $P_{yy}(f)$  die Leistungsspektraldichte von y ist. Kohärenzwerte werden von dem Mittelpunkt des radialen Graphen nach aussen beginnend bei einem Mittenwert von null und sich bis zu einer eine Kohärenz von 0,5 anzeigenden ersten Linie 1400 und zu einer eine Kohärenz von etwa 1,0 anzeigenden zweiten radialen Linie 1410 erstreckend gemessen. Die Kohärenzwerte in dieser speziellen Anordnung liegen möglichst weit bei 1,0 in jedem Rohr in Bezug auf das Rohr 1. Hohe Kohärenzwerte zeigen eine erhöhte Möglichkeit für eine durch Push-Push-Töne zwischen benachbarten Rohren gezeigte unerwünschte Verbrennungsdynamik an.

**[0042]** Vergleichbare Vorteile, wie sie erzielt werden könnten, wenn Resonatorbaugruppen gemäss Aspekten der vorliegenden Erfindung angeordnet werden, sind in den Fig. 11-12 und 15-16 dargestellt. Fig. 11 ist eine exemplarische graphische Darstellung einer simulierten Druckamplitude (normiert über einen Bereich von 0 bis 1) in Abhängigkeit von der Frequenz (ebenfalls über 0 bis 1 normiert) für achtzehn (18) exemplarische Rohre in einer Gasturbinenbrennermaschine, wenn die Frequenzen von den in Fig. 9-10 dargestellten Spitzen verschoben sind. Die simulierten Verläufe in Fig. 11-12 können nicht alle Aspekte der tatsächlichen Resonatorauswirkungen (z.B. die Doppelspitzenfrequenzaufteilung wie in den Fig. 7 und 8 zu sehen) darstellen, aber die allgemeine Art der in den Fig. 11-12 dargestellten Frequenzverschiebungen reichen aus, um Vergleichsdaten für die Überprüfung der resultierenden Auswirkungen auf die Druckamplitude und Kohärenz bei interessierenden Resonanzfrequenzen zu liefern.

**[0043]** Fig. 15 und 16 liefern eine graphische Ansicht exemplarischer Druckpegel in jedem Rohr einer 18-Rohr-Gasturbinenbrennermaschine mit Betriebsverhaltenskurven gemäss Darstellung in den Fig. 11 und 12. Fig. 15 ist ein radialer Verlauf der Frequenzpegel in jedem der achtzehn (18) Rohre, wenn diese bei einer ersten vorgegebenen Frequenz arbeiten. Die Druckpegel werden von dem Mittelpunkt des radialen Graphen beginnend bei einer Mittenamplitude von null nach aussen gemessen. Die radiale Linie 1510 entspricht einem Druckpegel von etwa 0,007 bar (0,1 psi), die radiale Linie 1520 entspricht einem Druckpegel von etwa 0,014 bar (0,2 psi) und die radiale Linie 1530 entspricht einem Druckpegel von etwa 0,21 bar (0,3 psi). Wie aus Fig. 15 zu ersehen, ist die Amplitude in jedem Rohr im Vergleich zu den Pegeln in Fig. 13 relativ niedrig, was zu einer mittleren Amplitude von etwa 0,007 bar (0,1 psi) mit einem vernachlässigbaren Anteil an Standardabweichung führt.

[0044] Verbesserte Kohärenzpegel werden auch durch Vergleichen der Fig. 14 und 16 erzielt. In Fig. 16 werden die Kohärenzpegel von dem Mittelpunkt des radialen Graphen nach aussen beginnend bei einem Mittenwert von null und sich bis zu einer eine Kohärenz von 0,5 anzeigenden ersten Linie 1600 und zu einer eine Kohärenz von etwa 1,0 anzeigenden zweiten radialen Linie 1610 erstreckend gemessen. Die Kohärenzwerte in dieser speziellen Anordnung sind wesentlich niedriger als die von Fig. 14, wobei die Werte von Fig. 16 eine mittlere Kohärenz von etwa 0,34 und eine Standardabweichung von etwa 0,30 zeigen.

[0045] Ein spezieller Vorteil von vorstehend offengelegten ausgewählten Ausführungsformen besteht darin, dass die Resonator- und Rohrbrennkammeranordnungen leicht an eine bereits bestehende Energieerzeugungsturbine angepasst werden können. Eine selektive Anordnung und Abstimmung der offengelegten Resonatorbaugruppen ist dafür konfiguriert, eine relativ starke Verbrennungsdynamik sowohl durch die Absorption akustischer Energie als auch durch Änderung der Frequenzpegel zwischen benachbarten Rohren zu verringern. Insbesondere ist es durch selektives Abstimmen von selektiv zwischen Rohrbrennkammern in einem Mehrrohrbrenner verteilten passiven Resonatoren möglich, eine Betriebsanordnung zu erreichen, in welcher sich Instabilitätsfrequenzen in jedem Rohr von der benachbarter Rohre unterscheiden. Diese Entkopplung reduziert die Möglichkeit einer starken Verbrennungsdynamik in den Push-Push-und/oder Push-Pull-Modi.

[0046] Die vorliegende Auslegung bietet auch Vorteile dahingehend, dass das Emissionsbetriebsverhalten einer Gasturbinenmaschine ebenfalls verbessert werden kann. Insbesondere können die dynamischen Druckoszillationen in allen Brennkammern innerhalb zulässiger Grenzwerte gehalten werden, während gleichzeitig die Gesamtemissionen (z.B. Stickoxid) minimiert werden, die durch die Summe aller Kammern erzeugt werden. Unter der Voraussetzung, dass die Emissionspegel, dynamischen Druckoszillationen und die Temperatur der Abgase oft als eine Funktion des zugeführten Brennstoffs variieren, kann der Gesamtmaschinenwirkungsgrad weiter (z.B. in Bezug auf Zustände, die als «gleichmässige Aufteilungen» derartiger Parameter bezeichnet werden) abgestimmt und optimiert werden, indem mehr Auslegungsspielraum gemäss der verringerten Dynamik der vorliegend offengelegten Technologie bereitgestellt wird.

[0047] Obwohl der vorliegende Erfindungsgegenstand im Detail unter Bezugnahme auf seine spezifischen exemplarischen Ausführungsformen und Verfahren beschrieben wurde, wird man erkennen, dass der Fachmann auf diesem Gebiet, nach Erlangen eines Verständnisses des vorstehend Beschriebenen leicht Änderungen an, Varianten von und Äquivalente zu derartigen Ausführungsformen erstellen kann. Demzufolge ist der Schutzzumfang der vorliegenden Offenlegung nur exemplarisch und nicht einschränkend, und die Offenlegung des Erfindungsgegenstandes schliesst nicht den Einschluss derartiger Modifikationen, Varianten und/oder Hinzufügungen an dem vorliegenden Erfindungsgegenstand aus, wie es für den Fachmann auf diesem Gebiet ohne weiteres ersichtlich ist.

[0048] Ein Brenner 24 für eine Gasturbinenmaschine 10 und ein zugehöriges Verfahren werden bereitgestellt, in welchen mehrere Rohrbrennkammern 26 selektiv mit entsprechenden Resonatoren angepasst werden. Die Resonatoren können beispielsweise an jedem Rohr 500-534 in der aufeinanderfolgenden Anordnung von Rohrbrennkammern, jedem zweiten Rohr 400 - 416, jedem dritten Rohr 600-612 oder dergleichen angebracht werden und können auf dieselbe oder erste, zweite, dritte usw. Betriebsfrequenz abgestimmt werden. Eine derartige selektive Abstimmung ist dafür konfiguriert, eine oder mehrere gegenphasige oder gleichphasige dynamische Wechselwirkungen von aus benachbarten Rohrbrennkammern ausgegebenen Strömen zu unterdrücken, indem die Frequenzen von Druckoszillationsinstabilitäten über der Anordnung aufeinanderfolgender Rohre verändert werden.

#### Bezugszeichenliste

##### [0049]

1020	Gasturbinenmaschinensystem Gasturbinenmaschine
22	Verdichterabschnitt
24	Brennerabschnitt
26	Rohrbrennkammern
28	Turbinenabschnitt
202	Gasturbinenmaschinen-Steuerabschnitt
212	Ringraum
214	inneres Maschinengehäuse
216	äusseres Maschinengehäuse
218	Diffusor
220	Hauptbrennstoffdüsen

## CH 701 296 A2

222	Hauptbrennstoff-Zuführungsleitungen
226	Pilotbrennstoffdüsen
228	Pilotbrennstoff-Zuführungsleitungen
230	Verbrennungssensor
234	Brennstoffsteuerung
236	Luftsteuerung
300	18-Rohr- Rohrbrennkammerkonfiguration
400	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C1
402	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C3
404	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C5
406	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C7
408	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C9
410	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C11
412	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C13
414	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C15
416	EX.1 - Resonator gekoppelt mit Rohr C17
500	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C1
502	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C2
504	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C3
506	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C4
508	EX. 2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C5
510	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C6
512	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C7
514	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C8
516	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C9
518	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C10
520	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C11
522	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C12
524	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C13
526	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C14
528	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C15
530	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C16
532	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C17
534	EX.2 - Resonator gekoppelt mit Rohr C18
600	EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C1
602	EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C1

## CH 701 296 A2

- 604 EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C4
- 606 EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C7
- 608 EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C10
- 610 EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C13
- 612 EX.3 - Resonator gekoppelt mit Rohr C16
- 700 Druckverlauf ohne Resonatoren
- 702 Druckverlauf mit erster exemplarischer Resonatorbaugruppe
- 704 Druckverlauf mit zweiter exemplarischer Resonatorbaugruppe
- 1300 radiale Linie für Druckpegel von 0,345 bar (5 psi)
- 1310 radiale Linie für Druckpegel von 0,690 bar (10 psi)
- 1320 radiale Linie für Druckpegel von 1,035 bar (15 psi)
- 1400 radiale Linie für Kohärenz von 0,5
- 1410 radiale Linie für Kohärenz von 1,0
- 1510 radiale Linie für Druckpegel von 0,007 bar (0,1 psi)
- 1520 radiale Linie für Druckpegel von 0,014 bar (0,2 psi)
- 1530 radiale Linie für Druckpegel von 0,207 bar (0,3 psi)
- 1540 radiale Linie für Druckpegel von 0,276 bar (0,4 psi)
- 1600 radiale Linie für Kohärenz von 0,5
- 1610 radiale Linie für Kohärenz von 1,0

### Patentansprüche

1. Brenner (24) für eine Gasturbine (10), aufweisend:  
mehrere in einer Reihe angeordnete Rohrbrennkammern (26) zum Erzeugen entsprechender Verbrennungsgasströme darin und zum gemeinsamen Ausgeben der Verbrennungsgasströme; und  
mehrere Resonatoren (400-416, 500-534, 600-612), die mit ausgewählten Rohrbrennkammern (26) in Folge der in der Reihe angeordneten Brennkammern gekoppelt sind;  
wobei jede der Rohrbrennkammern (26) so betrieben wird, dass sie periodische Druckoszillationen in den Strömen erzeugen, wobei die dynamische Wechselwirkung der Ströme unterdrückt wird, indem eine oder mehrere gegenphasige und gleichphasige dynamische Wechselwirkungen der aus den Rohrbrennkammern ausgegebenen Ströme unterdrückt werden.
2. Brenner nach Anspruch 1, wobei die mehreren Resonatoren (400 - 416, 600 - 612) mit jeder zweiten Rohrbrennkammer (26) oder jeder dritten Rohrbrennkammer in den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern gekoppelt sind.
3. Brenner nach Anspruch 1, wobei die mehreren Resonatoren (500-532) mit jeden Rohrbrennkammern (26) in den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern gekoppelt sind.
4. Brenner nach Anspruch 3, wobei die mit einer ersten Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern (26) gekoppelten Resonatoren (500-532) dafür abgestimmt sind, Oszillationen bei einer ersten Frequenz zu unterdrücken, und wobei die mit einer zweiten Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern (26) gekoppelten Resonatoren (500-532) dafür abgestimmt sind, Oszillationen bei einer zweiten Frequenz zu unterdrücken.
5. Brenner nach Anspruch 4, wobei die erste Gruppe eine Anzahl von Rohrbrennkammern (26) gleich der Hälfte der Gesamtanzahl von den mehreren aufeinanderfolgend angeordneten Rohrbrennkammern (26) aufweist und jedem zweiten Rohr (26) in der aufeinanderfolgenden Anordnung entspricht, und wobei die zweite Gruppe eine Anzahl von Rohrbrennkammern (26) gleich der Hälfte der Gesamtanzahl von den mehreren aufeinanderfolgend angeordneten Rohrbrennkammern (26) aufweist und den nicht in der ersten Gruppe befindlichen restlichen Rohrbrennkammern in der aufeinanderfolgenden Anordnung entspricht.

6. Verfahren zum Unterdrücken der dynamischen Wechselwirkung zwischen Rohrbrennkammern (26) in einer Gasturbinenverbrennungsmaschine (10), wobei das Verfahren die Schritte aufweist:  
Bereitstellen mehrerer aufeinanderfolgend angeordneter Rohrbrennkammern (26) zum Erzeugen entsprechender Verbrennungsgasströme darin und zum gemeinsamen Ausgeben der Verbrennungsgasströme;  
Bereitstellen mehrerer Resonatoren (400-416, 500-532, 600-612), die mit ausgewählten Rohrbrennkammern (26) in den mehreren aufeinanderfolgend angeordneten Rohrbrennkammern gekoppelt sind;  
selektives Abstimmen der mehreren Resonatoren (400-416, 500-532, 600-612), um eine oder mehrere gegenphasige und gleichphasige dynamische Wechselwirkungen der von benachbarten Rohrbrennkammern in den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern (26) ausgehenden Ströme zu unterdrücken.
7. Verfahren nach Anspruch 6, wobei Resonatoren (400-416, 600-612) mit jeder zweiten Rohrbrennkammern (26) oder jeder dritten Rohrbrennkammern (26) in den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern gekoppelt sind.
8. Verfahren nach Anspruch 6, wobei Resonatoren (500-532) mit jeder Rohrbrennkammer (26) in den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern gekoppelt sind.
9. Verfahren nach Anspruch 8, wobei der Schritt der selektiven Abstimmung der mehreren Resonatoren (500-532) den Schritt der Abstimmung der mit einer ersten Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern (26) gekoppelten Resonatoren, um Oszillationen bei einer ersten Frequenz zu unterdrücken, sowie der Abstimmung der mit einer zweiten Gruppe ausgewählter Rohrbrennkammern (26) gekoppelten Resonatoren (500-532) aufweist, um Oszillationen bei einer zweiten Frequenz zu unterdrücken.
10. Verfahren nach Anspruch 9, wobei die erste Gruppe eine Anzahl von Rohrbrennkammern (26) gleich der Hälfte der Gesamtanzahl von den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern (26) aufweist und jeder anderen Rohrbrennkammer (26) in der Reihenanzordnung entspricht, und wobei die zweite Gruppe eine Anzahl von Rohrbrennkammern (26) gleich der Hälfte der Gesamtanzahl von den mehreren in der Reihe angeordneten Rohrbrennkammern (26) aufweist und den nicht in der ersten Gruppe befindlichen restlichen Rohrbrennkammern in der Reihenanzordnung entspricht.

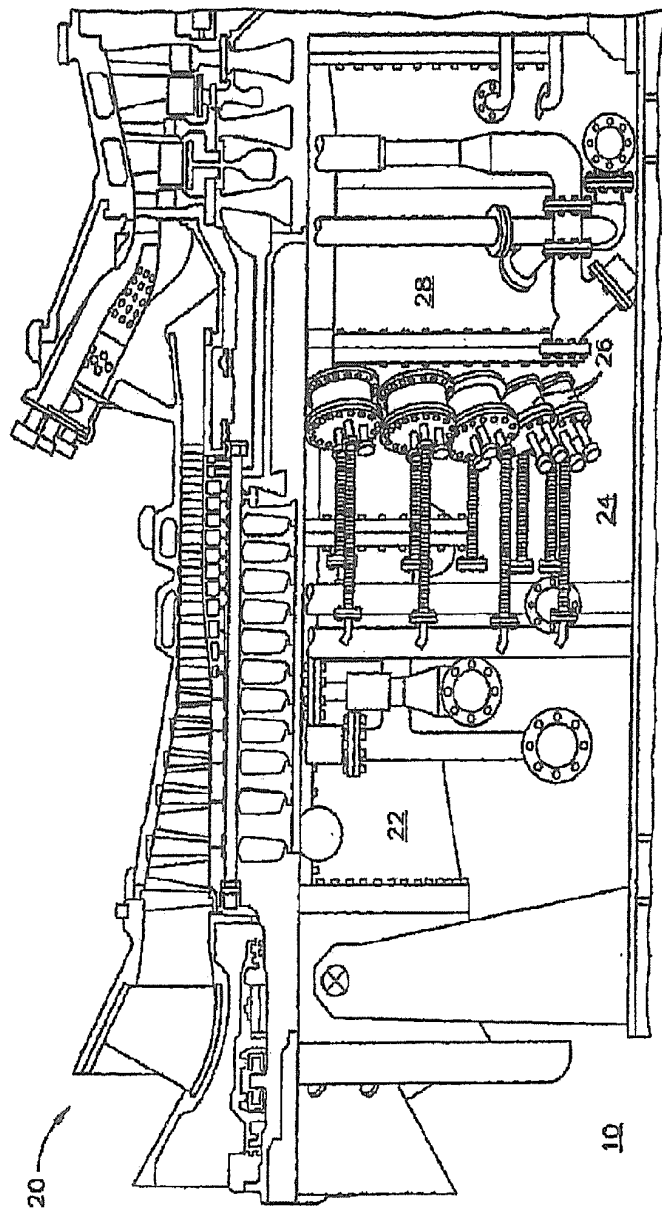


FIG. 1

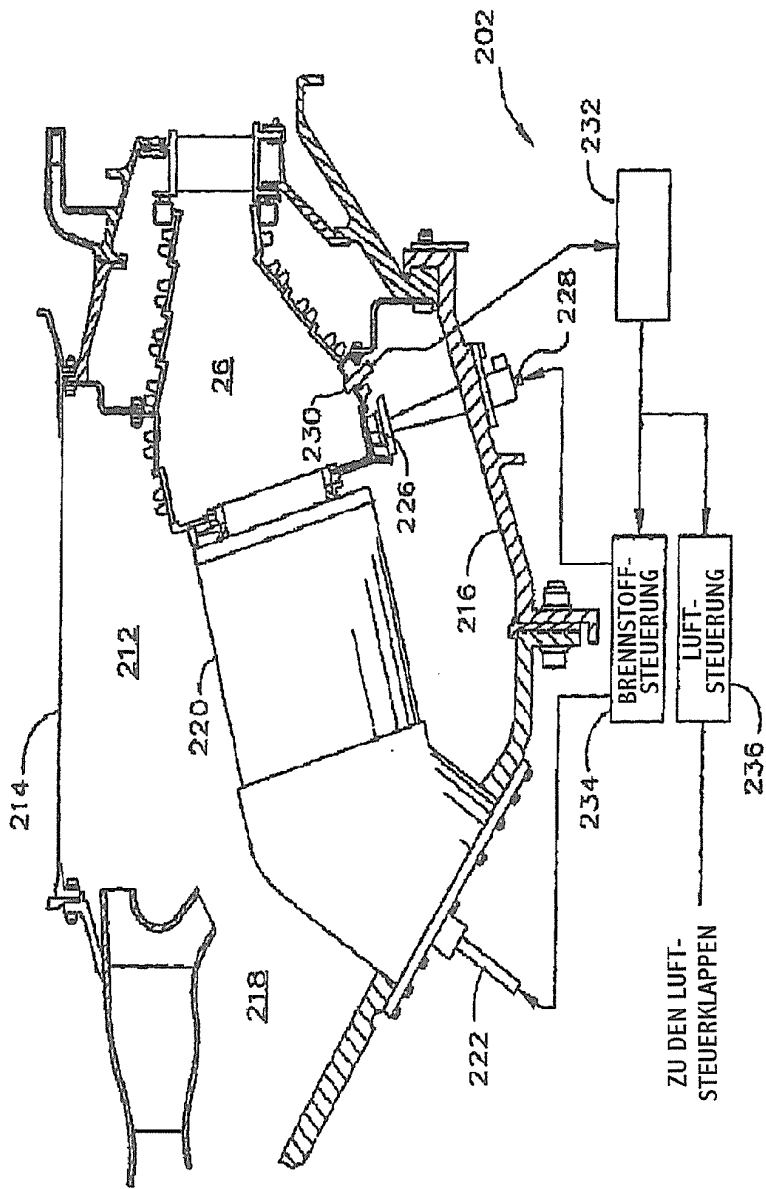
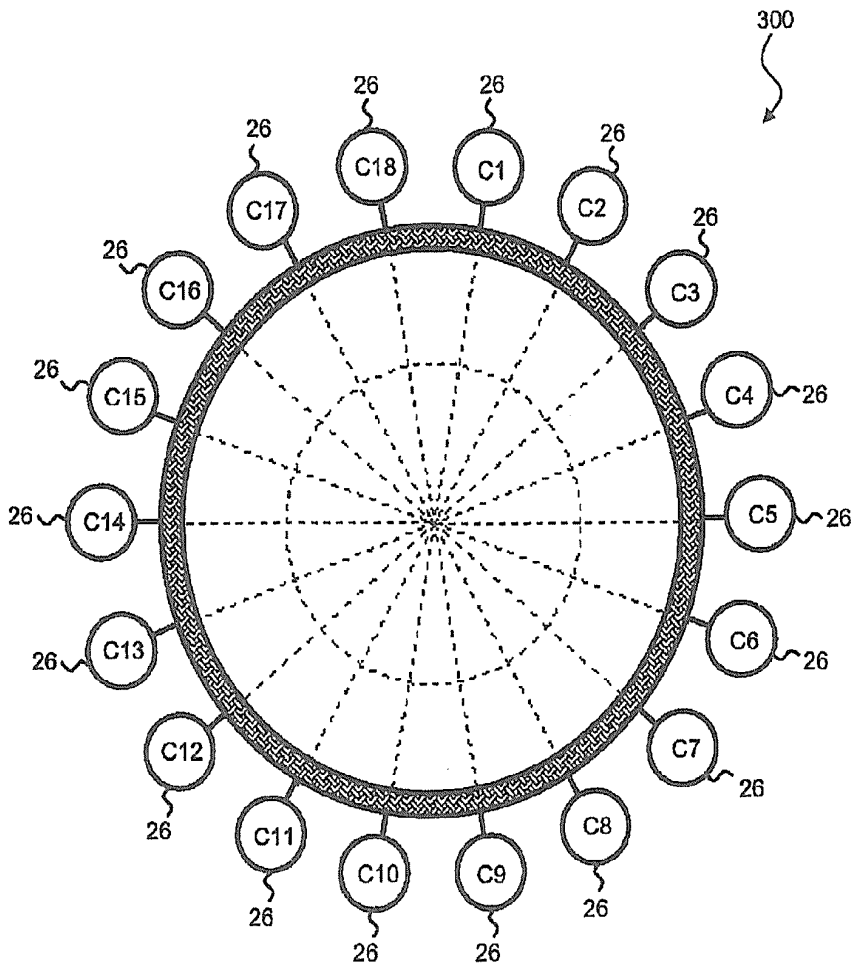


FIG. 2



**FIG. 3**  
**STAND DER TECHNIK**

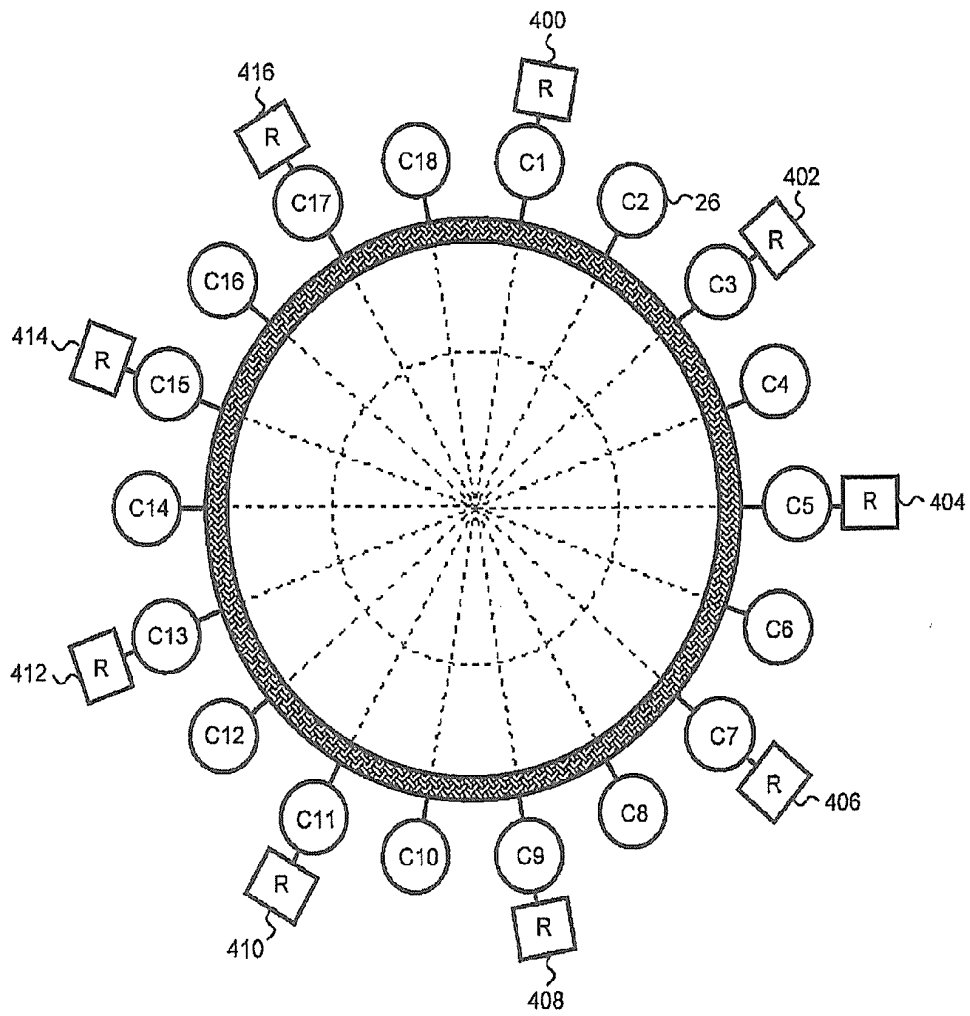


FIG. 4

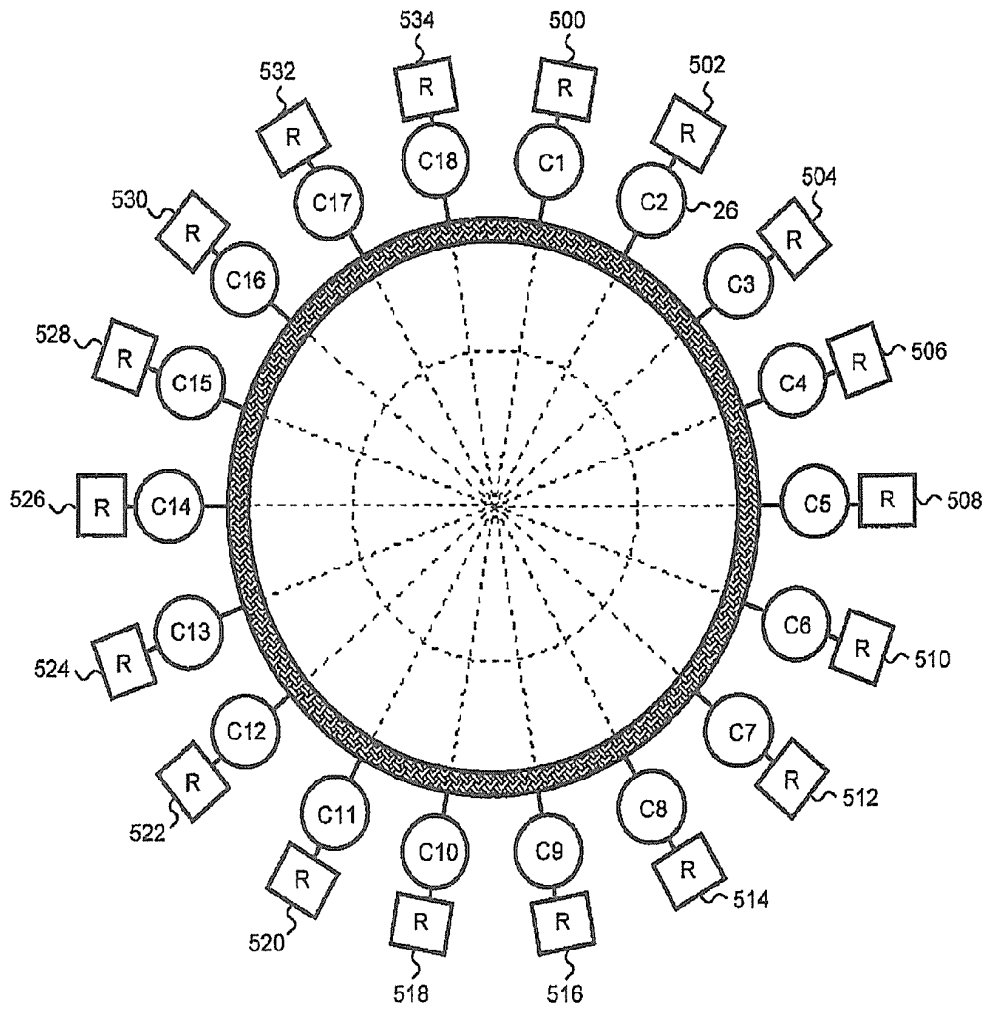


FIG. 5

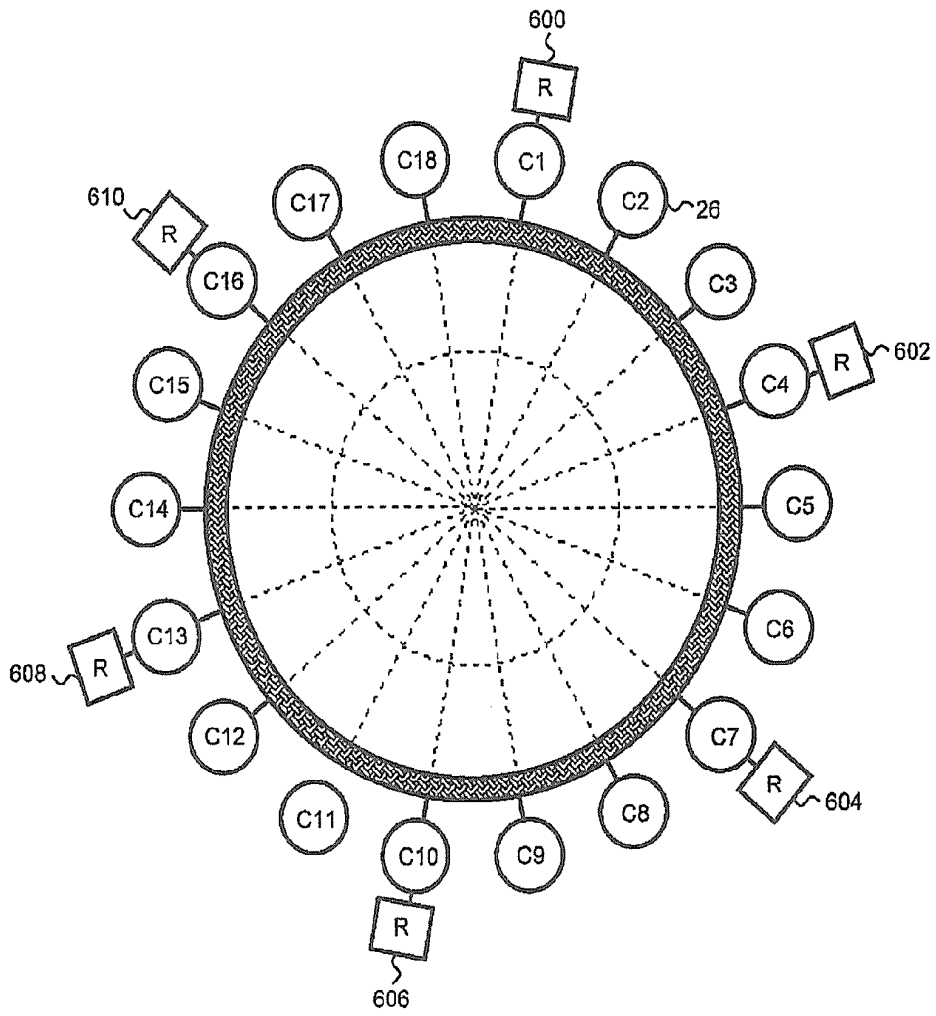


FIG. 6

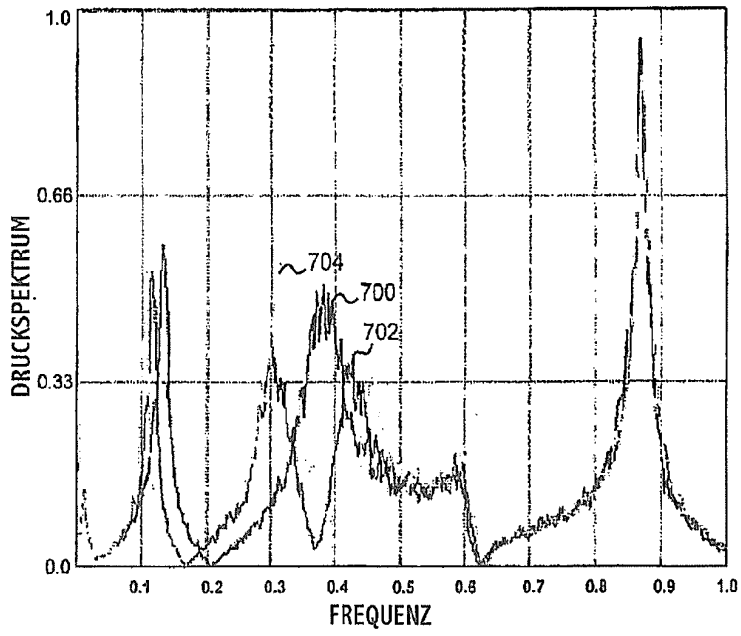


FIG. 7

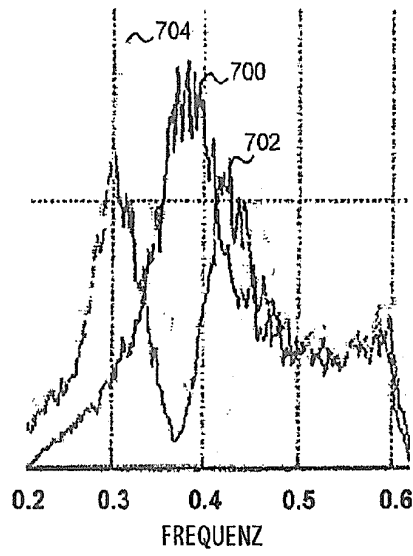


FIG. 8

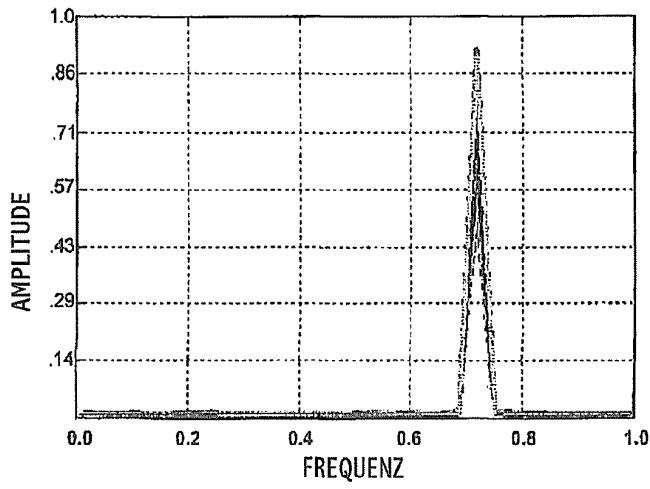


FIG. 9

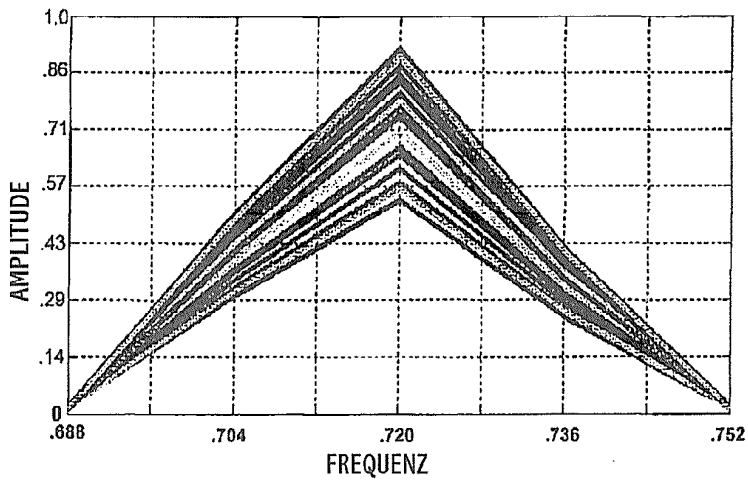


FIG. 10

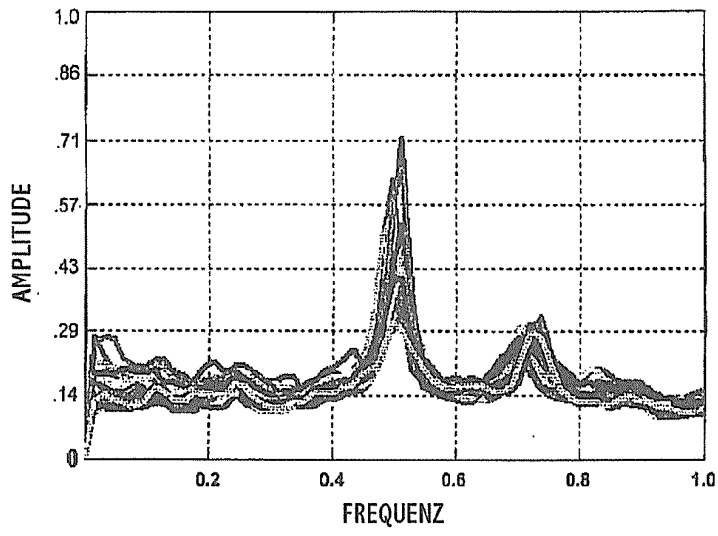


FIG. 11

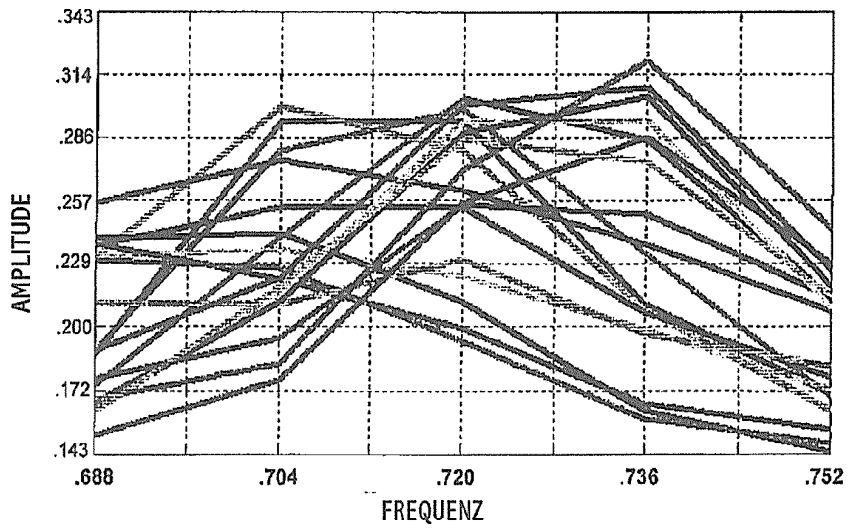


FIG. 12

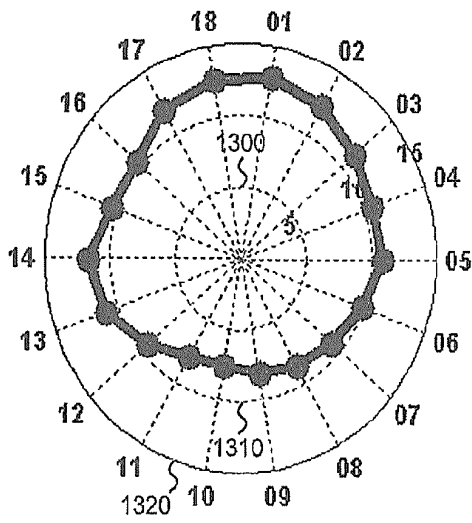


FIG. 13

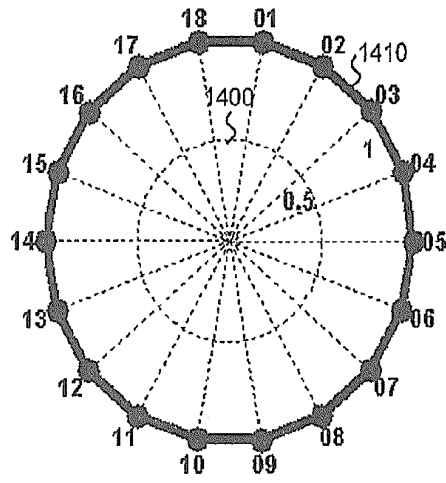


FIG. 14

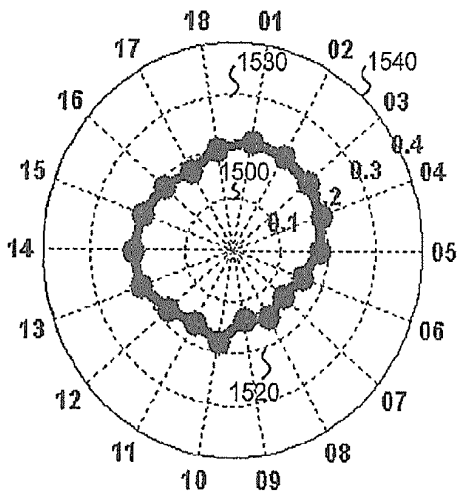


FIG. 15

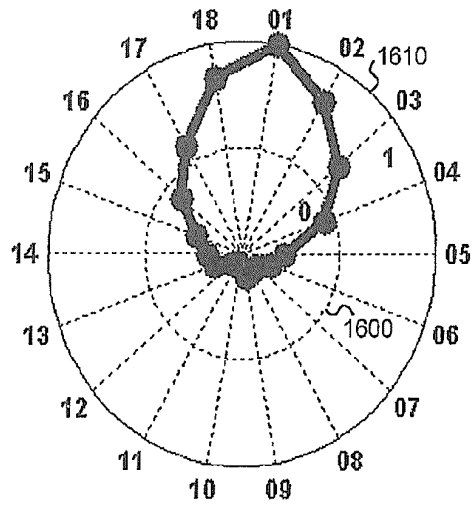


FIG. 16