

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-145092

(P2012-145092A)

(43) 公開日 平成24年8月2日(2012.8.2)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO2C 1/10 (2006.01)</b>	FO2C 1/10	3G002
<b>FO2C 1/05 (2006.01)</b>	FO2C 1/05	3G202
<b>FO4D 29/58 (2006.01)</b>	FO4D 29/58 Q	3H130
<b>FO4D 29/44 (2006.01)</b>	FO4D 29/44 P	3J011
<b>FO1D 5/14 (2006.01)</b>	FO1D 5/14	3J117

審査請求 未請求 請求項の数 7 書面 (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2011-17194 (P2011-17194)  
 (22) 出願日 平成23年1月12日 (2011.1.12)

(71) 出願人 511025558  
 石山 新太郎  
 茨城県ひたちなか市馬渡2660-277  
 (72) 発明者 石山 新太郎  
 茨城県ひたちなか市馬渡2660-277

Fターム(参考) 3G002 BA02 BB01  
 3G202 BA02 BB01  
 3H130 AA12 AB27 AB42 AC05 AC17  
 BA33E CA03 DB05X  
 3J011 BA06 CA02 JA02 KA04 LA08  
 RA01  
 3J117 EA02 FA02 GA01  
 5H607 AA05 BB01 BB02 BB05 BB14  
 CC01 FF07 FF30 GG01 GG12  
 GG15

(54) 【発明の名称】 超臨界二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) 圧縮用遠心ブローア (コンプレッサー) 、超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンならびに発電機を備えた超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電技術

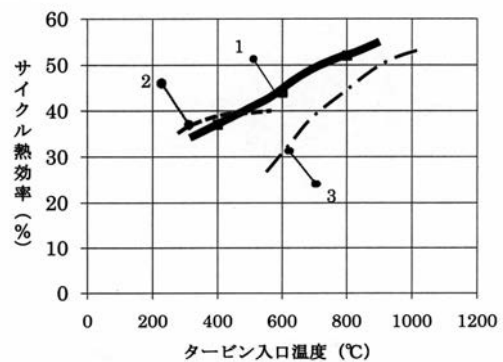
(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 ナトリウム冷却型高速増殖炉などの発電系として、コンパクトでナトリウム等と反応しない安全な高効率発電方式を提供する。

【解決手段】 蒸気タービンや高温ガスタービンなどの発電方式に対して、超臨界二酸化炭素ガスタービン発電システムは、超臨界点近傍での気体分子間力の特異性により圧縮仕事軽減されることに着目した全く新しい高効率閉サイクルガスタービン発電システムであり、圧縮仕事は同じ閉サイクル高温ガス炉発電に比べると半減されるとともに、中高温度域においては5%程度高いサイクル熱効率が得られる。また、開放ランキンサイクルである低中温度域の軽水発電方式と比較すると、圧縮仕事は大きいタービン効率が低いことから同一タービン入口温度では同程度の熱効率となる。このように超臨界二酸化炭素ガスタービン発電は中温度領域における発電効率が最も高くコンパクトで反応性に乏しく安全な発電方式である。

【選択図】 図1

図面代用写真(カラー)



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）を超臨界状態のまま循環しながらさまざまな高温熱源からの熱を使い高効率で発電できる超臨界 $\text{CO}_2$ 圧縮用遠心プロア（コンプレッサー）、超臨界 $\text{CO}_2$ ガスタービンならびに発電機を備えた超臨界二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）ガスタービン発電技術。

## 【請求項 2】

さまざまな高温熱源とは、ナトリウム冷却高速増殖炉、核融合炉、高温ガス炉、太陽炉、ごみ焼却炉等 500 ~ 650 の中温度域で数 GW（ギガワット）級大熱容量の高温エネルギーを供給できるものである。

## 【請求項 3】

超臨界二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）ガスタービン発電システムにおいて、超臨界点近傍での $\text{CO}_2$ 自己凝縮現象を利用し、超臨界 $\text{CO}_2$ 用高速プロアインペラ上流部に軸流タイプインデューサー羽根を設けた高効率型コンパクト超臨界 $\text{CO}_2$ 圧縮用遠心プロア（コンプレッサー）。

## 【請求項 4】

$\text{CO}_2$ プロアを駆動する高速電動機を完全密閉型として $\text{CO}_2$ の漏れを防ぐ方式として使用する軸受の方式を自己動圧軸受けとしてメンテナンスフリー状態とするために臨界状態 $\text{CO}_2$ 流体を使用できる液体自己動圧軸受けを設けた高速電動機。

## 【請求項 5】

完全密閉型 $\text{CO}_2$ プロアの動圧軸受けを常時適切な温度に冷却するため、インペラ背面に回りこむ吸込み側低温液にて軸受けを冷却してプロア入口側に液体循環バイパスラインで戻す自己冷却軸受けを設けた超臨界 $\text{CO}_2$ 圧縮用遠心プロア（コンプレッサー）。

## 【請求項 6】

超臨界 $\text{CO}_2$ ガスタービンの高効率化を図るため臨界液相当状態でも高い効率の出せる曲面曲率の大きい完全 3 次元羽根軸流タイプ動翼を設けた超臨界 $\text{CO}_2$ ガスタービン。

## 【請求項 7】

超臨界 $\text{CO}_2$ 圧縮用遠心プロア（コンプレッサー）駆動用電動機同様の自己冷却、自己動圧軸受けを有する超臨界 $\text{CO}_2$ ガスタービン用発電機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）を超臨界状態のまま循環しながらさまざまな中温熱源からの熱を使い高効率で発電できる超臨界 $\text{CO}_2$ 圧縮用遠心プロア（コンプレッサー）、超臨界 $\text{CO}_2$ ガスタービンならびに発電機を備えた超臨界 $\text{CO}_2$ ガスタービン発電システムに関するものである。

## 【0002】

さまざまな中温熱源とは、ナトリウム冷却高速増殖炉、核融合炉、高温ガス炉、太陽炉、ごみ焼却炉等 500 ~ 650 の中温度域で数 GW（ギガワット）級までの大熱容量の高温エネルギーを供給できるものである。

## 【背景技術】

## 【0003】

現在、低～高温度域におけるさまざまな熱源からの発電技術が開発されており、現在稼働中の 300 ~ 500 の低中温度域軽水炉サイクル発電、600 ~ 1000 の高温ガス炉発電など発電の高効率化を図るためのさまざまな発電方式がある。これら、閉サイクルガスタービンサイクルの有効仕事はタービン仕事から圧縮機仕事を差し引いたものであり、有効仕事と熱入力の比がサイクル熱効率であるから、同一タービン入口ガス温度で比較すると図 1 のようになる。これらの発電方式に対して、超臨界二酸化炭素（ $\text{CO}_2$ ）ガスタービン発電システムは、超臨界点近傍での気体分子間力の特異性により圧縮仕事が軽減されることに着目した全く新しい高効率閉サイクルガスタービン発電システムであ

10

20

30

40

50

り、圧縮仕事は同じ閉サイクル高温ガス炉発電に比べると半減されるとともに、中温度域においては5%程度高いサイクル熱効率が得られる。また、開放ランキンサイクルである低中温度域の軽水発電方式と比較すると、圧縮仕事は大きいタービン効率が高いことから同一タービン入口温度では同程度の熱効率となる。このように超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電方式は中温度領域における発電効率が最も高い発電方式である。

【先行技術文献】

【特許文献1】特開平13-330692号 公報

【004】

【005】

【非特許文献1】「コロナ住宅用システム機器、住宅用システム機器総合カタログ2010」、コロナ、2010年、P43~44

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【006】

500~650の中温度域で従来発電技術より、発電システムのコンパクト化により低建設コスト化が図られ、安定性の高い作動流体を用いることにより安全で高い発電効率を実現できることで環境に優しい新しい発電技術。

【007】

軽水炉発電システムならびに太陽光発電システムにおける課題は発電システムの規模及び建設コストにあり、蒸気タービンでは10MPa程度の入口圧力から0.005MPaの出口圧力まで蒸気を膨張させる、即ち約2000倍に膨張させるために出口寸法は巨大になる。またシステム構成でも、蒸気タービンは多数段の給水加熱や脱気器等を必要とする。

20

【008】

Na冷却高速炉発電システムの課題は、Na-H<sub>2</sub>O反応による可燃性水素の発生、軽水炉に比べて発電コストが高いことである。

【009】

高温ガス炉発電システムの課題は、ヘリウムガス温度850の場合、燃料温度は1200に達するためにCs-137やAg-110mといった放射性物質が拡散でヘリウムガス中に放出されこれらがタービンや熱交換器に沈着することにより保守が困難になることである。

30

【010】

トカマク型核融合炉発電システムにおける課題は、炉内に保持される放射性物質トリチウムの取り扱いである。炉冷却材として蒸気タービンを採用すると、拡散で水・蒸気に混入するトリチウムの分離が極めて困難となる。

【011】

天然ガス燃焼火力発電システムの課題は、超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンで必要な熱源温度が400以上で、燃焼ガスの熱エネルギーを十分に利用できないことと、圧力が約20MPaという高圧で、ほぼ大気圧の燃焼ガスとの間に大きな圧力差があり、加熱器の構造設計が困難であるためと推測される。

40

【012】

CO<sub>2</sub>は非常に高温ではCOとO<sub>2</sub>に解離することから発電システムの不安定性を助長する。

【013】

超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電方式において、図1の性能を達成するための図2における超臨界CO<sub>2</sub>使用条件下において高効率で機能する主及びバイパス圧縮機、タービンならびに発電機が現存しない。

【課題を解決するための手段】

【014】

超臨界二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)ガスタービン発電システム(図2参照)は、Na冷却高速

50

炉等中高温域の熱源に中間熱交換器を介して、超臨界CO<sub>2</sub>ガス用の主圧縮機、バイパス圧縮機、タービン、発電機、前置冷却器、再生熱交換器I及びIIならびに各種配管から構成され、超臨界点近傍での気体分子間力の特異性により圧縮仕事が軽減されることに着目した全く新しい高効率閉サイクルガスタービン発電システムである。圧縮仕事は同じ閉サイクルヘリウムガスタービンに比べると半減される。閉サイクルガスタービンサイクルの有効仕事はタービン仕事から圧縮機仕事を差し引いたものであり、有効仕事と熱入力の比がサイクル熱効率であるから、同一タービン入口ガス温度で比較すると(図1参照)、5%程度高いサイクル熱効率が得られる。開放ランキンサイクルである蒸気タービンと比較すると、圧縮仕事は大きいガスタービン効率が高いことから同一タービン入口温度では同程度の熱効率となる。

10

**【015】**

ガスタービンの寸法について比較すると、蒸気タービンでは10MPa程度の入口圧力から0.005MPaの出口圧力まで蒸気を膨張させる、即ち約2000倍に膨張させるために出口寸法は巨大になる。一方、超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンの膨張比は約2.5であるのでタービン寸法は格段に小さい(図3参照)。またシステム構成でも、蒸気タービンは多数段の給水加熱や脱気器等を必要とするのに比べて、新たに必要な機器は再生熱交換器のみであって、非常にシンプルである。それ故、大幅な容積低減、したがって資本費節約を期待できる。Na冷却高速炉に適用した場合の建屋の比較を図4に示す。タービン建屋の容積は60%まで大幅に低減される。

20

**【016】**

Na冷却高速炉の課題は、Na-H<sub>2</sub>O反応による可燃性水素の発生、軽水炉に比べて発電コストが高いことである。CO<sub>2</sub>は高温(例えば600)ではNaと反応するものの反応生成物は固体であることから、基本的には大きな問題とはなり得ない。それ故、蒸気タービンを超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンに置換することにより、2次Naループ削除の可能性もあり、ガスタービン自体シンプルでコンパクトであることから、大幅なコスト削減を期待できる。それ故、我が国の高速炉計画の主概念(Na冷却炉+蒸気タービン)を補完する代替概念として、また将来の高性能・合理化概念としての意義は大きい。

30

**【017】**

高温ガス炉の課題は、ヘリウムガス温度850の場合、燃料温度は1200に達するためにCs-137やAg-110mといった放射性物質が拡散でヘリウムガス中に放出され、これらがタービンや熱交換器に沈着することにより保守が困難になることである。超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンでは650で850のヘリウムガスタービンに比べてやや低い程度の高い熱効率が得られる。それ故、この温度差を利用することにより、FP放出の排除や間接サイクルの採用により、この問題を根本的に解決することが可能である

40

**【018】**

タービン作動媒体であるCO<sub>2</sub>は大気的主要構成気体の一つであり、大気圧下で、温度650までは化学的に非常に安定で、毒性も無く、金属材料との両立性においても優れている。系統外へ漏洩しても、火災や人的障害の可能性は無い。勿論、資源問題も無い。この点、天然ガス中にごく少量含まれるヘリウムガスと比べると資源の観点からの経済性に優れている。Na冷却高速炉への適用を考えると、水・蒸気がNaと反応して可燃性水素を生成するのに対して、CO<sub>2</sub>はNaと現在の定格運転温度550までの温度領域では事実上殆ど反応しない大きな利点がある。核融合炉への適用を考えると、トリチウムは水と簡単には分離できないのに対して、CO<sub>2</sub>との分離は容易である大きな利点がある。

50

**【019】**

天然ガス燃焼火力発電への応用については、世界的に未だ報告が無い。これは、超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンに必要な熱源温度が400以上で、燃焼ガスの熱エネルギーを十分に利用できないことと、圧力が約20MPaという高圧で、ほぼ大気圧の燃焼ガスとの間に大きな圧力差があり、加熱器の構造設計が困難であるためと推測される。前者については燃焼ガスの排熱をエコマイザーにより燃焼器への給気の加熱に活用すること、高圧に関しては、圧縮機のCO<sub>2</sub>のみを高圧とし、高圧タービンで一旦圧力を下げた後に加熱器

60

にCO<sub>2</sub>を供給する、2段タービンサイクルを採用することで、問題の解決を図れる。システムの系統・熱収支図を図5に示す。本システムでは、蒸気タービンの熱効率が40%以下であるのに対して、650の超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンでは43.4%の高い熱効率(CO<sub>2</sub>サイクルのみでは47%)を達成できるので、3%以上の熱効率向上及び資本費低減を期待できる。

#### 【020】

CO<sub>2</sub>は非常に高温ではCOとO<sub>2</sub>に解離するが、650以下では殆ど無視できる。それ故、超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンは500~650の中温領域で優れた発電システムであるといえ、具体的適用先としては、Na冷却高速炉や高温ガス炉、核融合炉の原子力発電用として、また天然ガス燃焼火力発電用がある。

10

#### 【021】

図2において、入口圧力と温度がそれぞれ8.3MPa、35の超臨界CO<sub>2</sub>流体を20.6MPa、67に昇圧させるための断熱効率95%以上の超臨界CO<sub>2</sub>用高速プロア(コンプレッサー)において、超臨界CO<sub>2</sub>の臨界点近傍の使用条件下での超臨界CO<sub>2</sub>用高速プロアインペラに流入するCO<sub>2</sub>流体のキャビテーションを防止するため、インペラ手前に軸流タイプインデューサーと静翼を配置し、インデューサーにより昇圧を行い流体の不安定流動や閉塞を防止する。

#### 【022】

図2において、入口圧力と温度がそれぞれ8.3MPa、35の超臨界CO<sub>2</sub>流体を20.6MPa、67に昇圧させるためのCO<sub>2</sub>プロアを駆動する高速電動機を完全密閉型としてCO<sub>2</sub>の漏れを防ぐ方式として、使用する軸受の方式を自己動圧軸受けとしてメンテナンスフリー状態とするために、臨界状態CO<sub>2</sub>流体を使用できる液体自己動圧軸受けを設ける。これにより、電動機内軸受け側に半円形の溝を設けることにより、ローター軸と軸受け間とのCO<sub>2</sub>流体の軸回転によって生じる流体流れをこの溝にまきこみ、くさび効果によって生じる動圧により軸受けを浮揚させる。

20

#### 【023】

図2において、入口圧力と温度がそれぞれ8.3MPa、35の超臨界CO<sub>2</sub>流体を20.6MPa、67に昇圧させるための完全密閉型CO<sub>2</sub>プロアの動圧軸受けを常時適切な温度に冷却するため、インペラ背面に回りこむ吸込み側低温液にて軸受けを冷却してプロア入口側に液体循環バイパスラインで戻す自己冷却軸受けを設ける。

30

#### 【024】

図2において、入口圧力と温度がそれぞれ20MPa、527の超臨界CO<sub>2</sub>流体作動流体を8.5MPa、423となるまで95%以上の断熱効率により運動エネルギーを取り出すための超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンの高効率化を図るため、臨界流体相当状態でも効率の高いタービン羽根が必要である。そのため、羽根の曲面曲率の大きい完全3次元羽根軸流タイプ動翼とする。

#### 【025】

図2におけるタービン用発電機も完全密閉状態高速発電機を使用するのでCO<sub>2</sub>プロア用電動機同様、自己冷却、自己動圧軸受けとする。

#### 【発明の効果】

40

#### 【026】

Na冷却高速炉の課題は、Na-H<sub>2</sub>O反応による可燃性水素の発生、軽水炉に比べて発電コストが高いことであるから、これらの課題解決に寄与することは、我が国の核燃料サイクルが、国民に歓迎されるより安全で、より経済性の高いものなることを意味している。地球温暖化対策や環境汚染問題を考える場合、このことは極めて重要である。

#### 【027】

超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電システムは、天然ガス燃焼火力発電、地熱発電、太陽光発電、高温ガス炉、核融合炉においても有効に活用される可能性が高く、これらの分野における貢献も期待される。

#### 【図面の簡単な説明】

50

## 【 0 2 8 】

【図 1】超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービンと高温ガス炉ヘリウムガスタービンならびに軽水炉蒸気タービンによるサイクル熱効率の比較

【図 2】超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電システムの基本構成図

【図 3】600MWt級超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン及び250MWt級蒸気タービンのターボ機器寸法比較

【図 4】従来型Na冷却高速炉と超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン高速炉建屋の規模比較

【図 5】超臨界CO<sub>2</sub>ガスタービン発電システムの天然ガス燃焼火力発電への応用とシステムの系統・熱収支図

【図 6】超臨界CO<sub>2</sub>遠心ブロアー断面構造図

10

【図 7】超臨界CO<sub>2</sub>遠心ブロアー駆動用電動機断面構造図

【図 8】完全3次元羽根軸流型超臨界流体用タービンの構造断面図

【発明を実施するための形態】

## 【 0 2 9 】

図 2 において、超臨界二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) ガスタービン発電システムは、4 の Na 冷却高速炉等中高温域の熱源に 5 の中間熱交換器を介して、7 の超臨界CO<sub>2</sub>ガス用の主圧縮機、8 のバイパス圧縮機、9 のタービン、10 の発電機、11 の前置冷却器、12 および 13 の再生熱交換器 I 及び II ならびに各種配管から構成され、超臨界点近傍での気体分子間力の特異性により圧縮仕事が軽減されることに着目した全く新しい高効率閉サイクルガスタービン発電システムである。圧縮仕事は同じ閉サイクルヘリウムガスタービンに比べると半減される。

20

## 【 0 3 0 】

図 6 において、36 の超臨界CO<sub>2</sub>圧縮用遠心ブロア (コンプレッサー) は、CO<sub>2</sub> がブロア内にて臨界圧状態に達する圧縮過程において、高速回転のブロアインペラ内を通過する流体が気体と液体の中間状態で不安定な状態となる時に、インペラ翼間を気体状態のCO<sub>2</sub> が閉塞させることで流量が十分に流れなくなる。それを防ぐためインペラの上流部に 32 および 33 の軸流タイプインデューサー羽根と 34 の静翼を設けることでインペラ前での十分な昇圧を行い、36 の高速ブロアインペラでのキャビテーションを防ぎ遠心インペラ内での気体による閉塞を防止することにより流量を確保するとともに、安定した運転状態維持を可能とする。

30

## 【 0 3 1 】

図 7 において、CO<sub>2</sub> ブロアを駆動する 41 ~ 46 の高速電動機を完全密閉型としてCO<sub>2</sub> の漏れを防ぐ方式として使用する軸受の方式を自己動圧軸受けとしてメンテナンスフリー状態とするために、45 の臨界状態CO<sub>2</sub> 流体を使用できる液体自己動圧軸受けを設ける。これは、電動機内軸受け側に 46 の半円形の溝を設けることにより、43 のローター軸と 45 の軸受け間とのCO<sub>2</sub> 流体の軸回転によって生じる流体流れをこの溝にまきこみ、くさび効果によって生じる動圧により 43 の軸を浮揚させる。

## 【 0 3 2 】

図 7 において、45 の完全密閉型CO<sub>2</sub> ブロアの動圧軸受けを常時適切な温度に冷却するため、インペラ背面に回りこむ吸込み側低温液にて 45 の軸受けを冷却してブロア入口側に 40 の液体循環バイパスラインで戻す自己冷却軸受けを設ける。

40

## 【 0 3 3 】

図 8 において、超臨界CO<sub>2</sub> ガスタービンの高効率化を図るため臨界液相当状態でも効率の高いタービン羽根が必要である。そのため、47 の従来型羽根に対して 50 の曲面曲率の大きい完全 3 次元羽根軸流タイプ動翼とする。

## 【 0 3 4 】

タービン用発電機も完全密閉状態高速発電機を使用するので、図 7 のCO<sub>2</sub> ブロア用電動機同様、40 及び 45 の自己冷却、自己動圧軸受けとする。

【符合の説明】

## 【 0 3 5 】

50

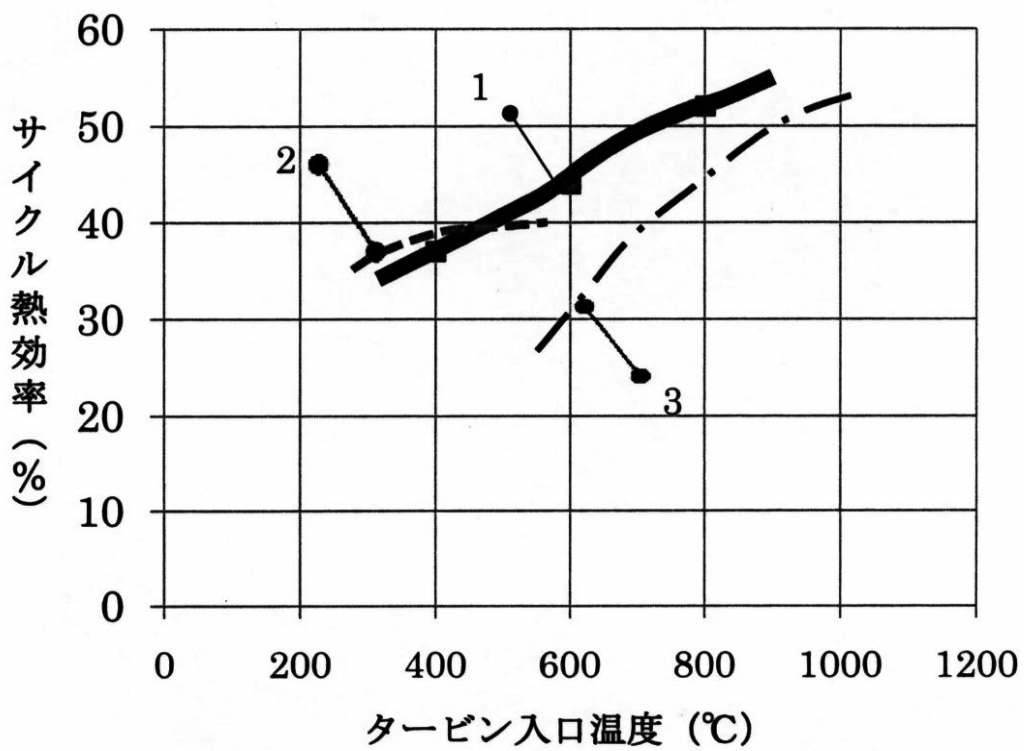
1 . 超臨界CO <sub>2</sub> ガスタービン発電方式による発電温度とサイクル熱交換性能の関係	
2 . 軽水炉水蒸気発電方式による発電温度とサイクル熱交換性能の関係	
3 . 高温ガス炉ガスタービンによる発電温度とサイクル熱交換性能の関係	
4 . Na冷却高速炉	
5 . 中間熱交換器	
6 . Na冷却ポンプ	
7 . 主圧縮機	
8 . バイパス圧縮機	
9 . タービン	
10 . 電導・発電機	10
11 . 前置冷却器	
12 . 再生熱交換器II	
13 . 再生熱交換器I	
14 . 600MWt、20MPa級超臨界CO <sub>2</sub> ガスタービンと圧縮機	
15 . 250MWt級蒸気タービン	
16 . 従来型Na冷却高速炉	
17 . 超臨界CO <sub>2</sub> ガスタービン高速炉	
18 . プロアー	
19 . エコノマイザー	
20 . 燃焼室	20
21 . 熱交換器	
22 . 低圧圧縮機	
23 . 中間冷却器	
24 . 高圧圧縮機	
25 . バイパスタービン	
26 . 高圧タービン	
27 . 低圧タービン	
28 . 発電機	
29 . 前置冷却器	
30 . 再生熱交換器II	30
31 . 再生熱交換器I	
32 . 動翼	
33 . 軸流タイプインデューサー	
34 . 静翼	
35 . 渦室	
36 . 超臨界CO <sub>2</sub> 用高速ブロウィンペラ	
37 . 軸	
38 . モーター	
39 . 超臨界CO <sub>2</sub> 用高速ブロウィンペラ	
40 . CO <sub>2</sub> 流体循環バイパスライン	40
41 . ローター	
42 . ステーター	
43 . 軸	
44 . 高速モーター密閉ケーシング	
45 . 超臨界CO <sub>2</sub> 用自己動圧軸受け	
46 . 超臨界CO <sub>2</sub> 用自己動圧軸受け断面図における溝	
47 . 従来軸流型タービン動翼	
48 . 静翼	
49 . 従来型動翼	
50 . 高効率タイプ完全3次元曲面動翼	50

5 1 . 静翼

5 2 . 完全 3 次元 曲面 動翼

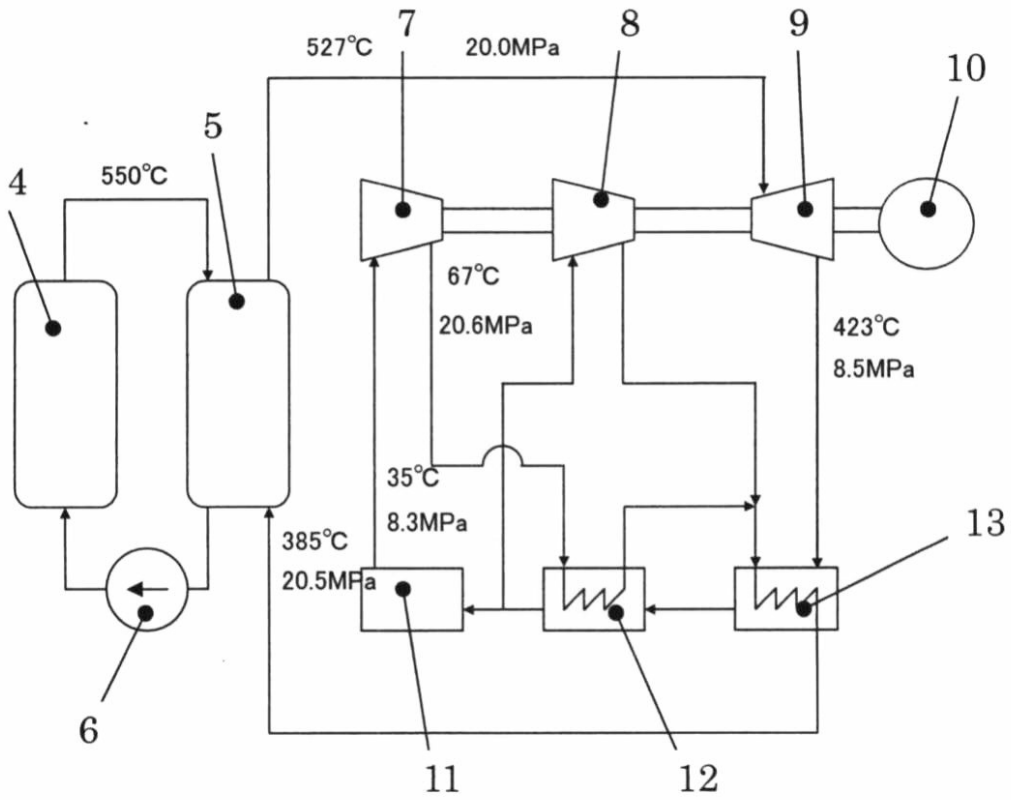
【 図 1 】

図面代用写真(カラー)



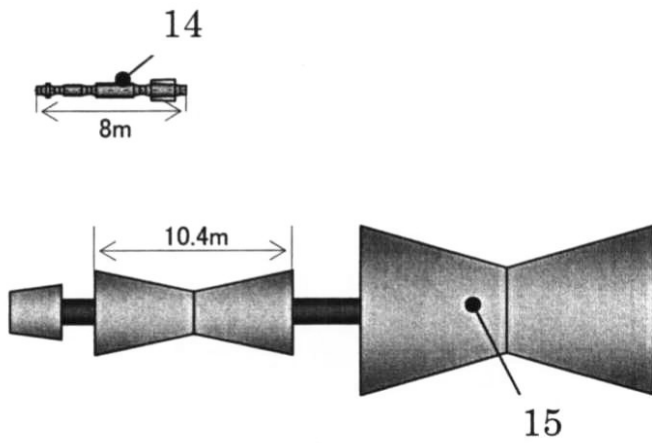
【 図 2 】

図面代用写真(カラー)

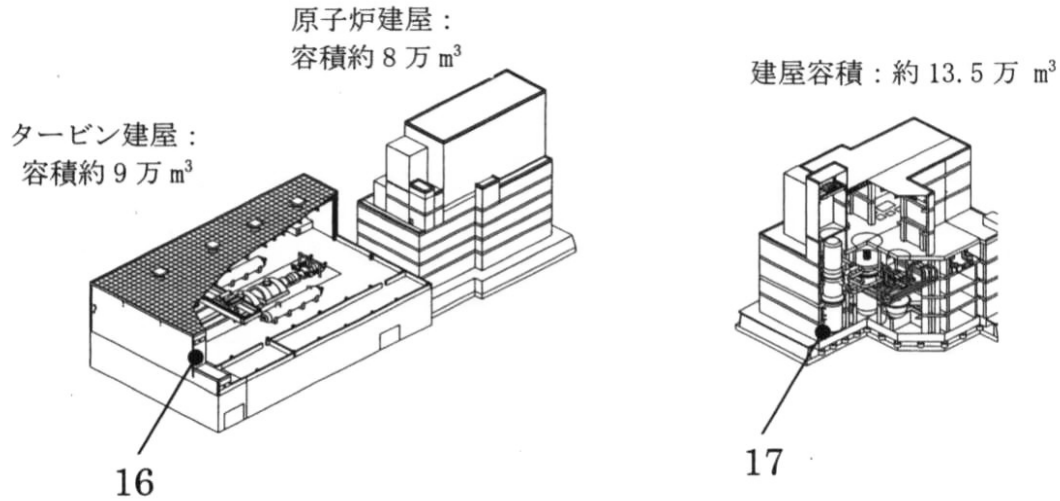


【 図 3 】

図面代用写真(カラー)

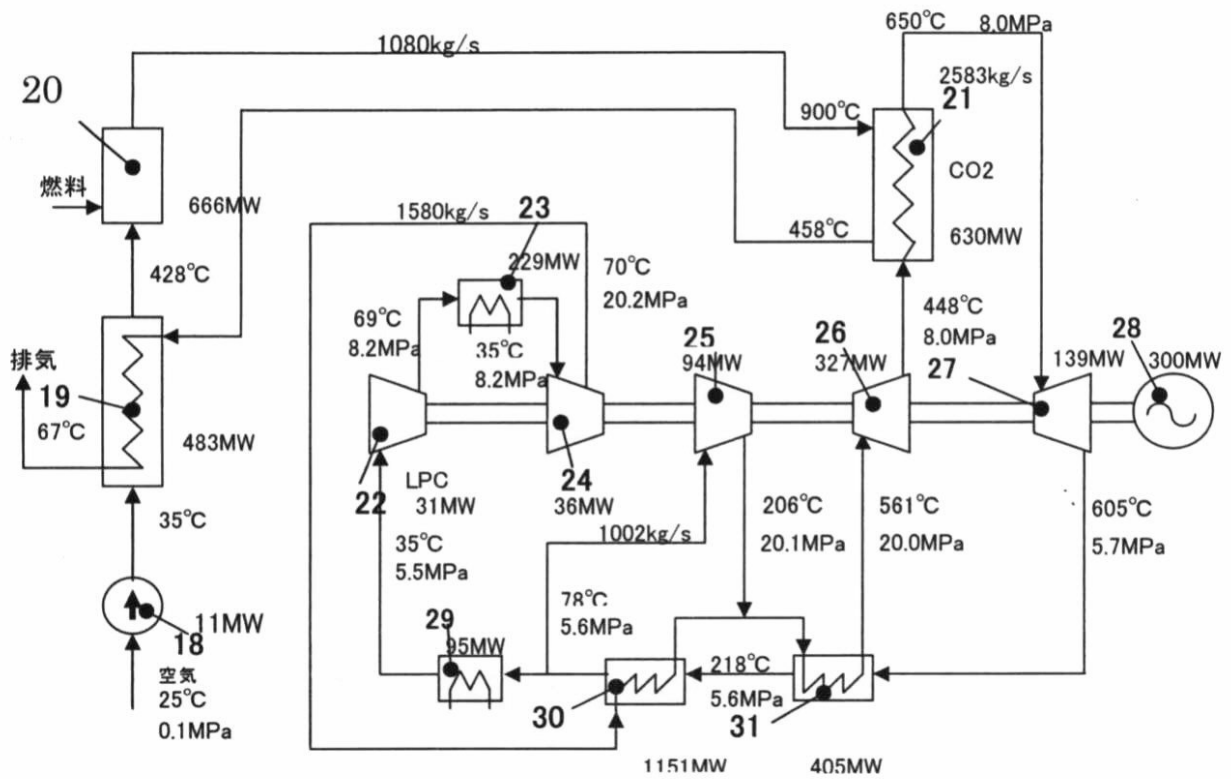


【 図 4 】



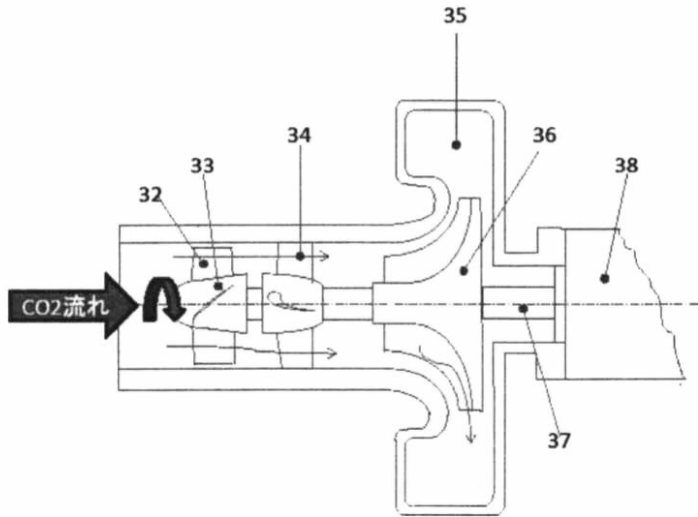
【 図 5 】

図面代用写真(カラー)

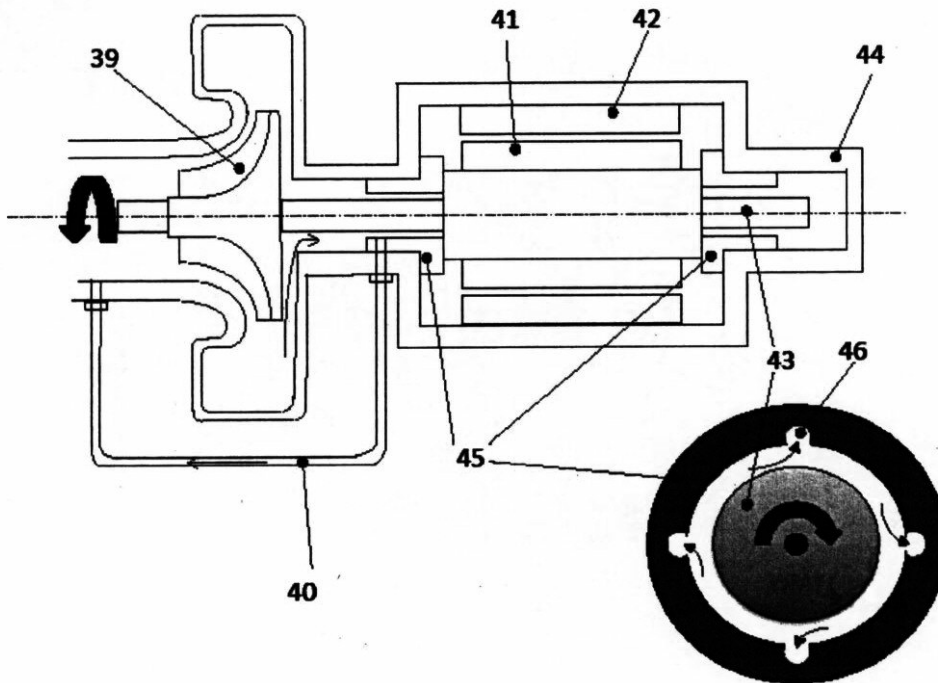


【 図 6 】

図面代用写真(カラー)



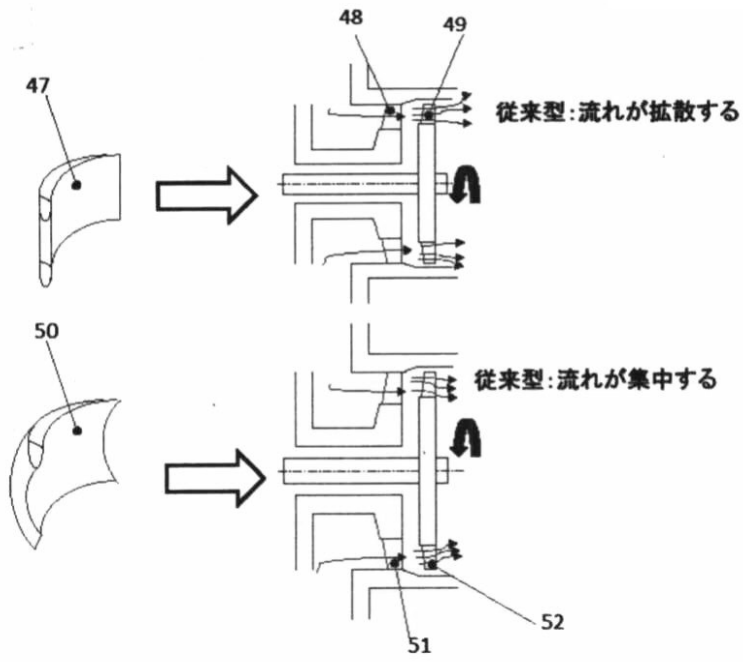
【 図 7 】



図面代用写真(カラー)

【図 8】

図面代用写真(カラー)



## フロントページの続き

(51) Int.Cl.		F I			テーマコード(参考)	
<i>F 0 4 D</i>	<i>29/046</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 4 D</i>	<i>29/046</i>	<i>B</i>	<i>5 H 6 0 7</i>
<i>H 0 2 K</i>	<i>7/08</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>H 0 2 K</i>	<i>7/08</i>	<i>A</i>	
<i>H 0 2 K</i>	<i>7/14</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>H 0 2 K</i>	<i>7/14</i>	<i>B</i>	
<i>H 0 2 K</i>	<i>7/18</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>H 0 2 K</i>	<i>7/18</i>	<i>Z</i>	
<i>F 1 6 C</i>	<i>17/10</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 C</i>	<i>17/10</i>	<i>A</i>	
<i>F 1 6 C</i>	<i>37/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 C</i>	<i>37/00</i>	<i>A</i>	
<i>F 0 3 G</i>	<i>6/00</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 3 G</i>	<i>6/00</i>	<i>5 1 1</i>	