

(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2012-127247

(P2012-127247A)

(43) 公開日 平成24年7月5日(2012.7.5)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F02C 3/30 (2006.01)	F02C 3/30 B	
F02C 7/00 (2006.01)	F02C 7/00 A	
F01D 25/00 (2006.01)	F01D 25/00 V	

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2010-278904 (P2010-278904)	(71) 出願人	000003078
(22) 出願日	平成22年12月15日 (2010.12.15)		株式会社東芝
			東京都港区芝浦一丁目1番1号
		(74) 代理人	100103333
			弁理士 菊池 治
		(72) 発明者	清水 佳子
			東京都港区芝浦一丁目1番1号 株式会社東芝内

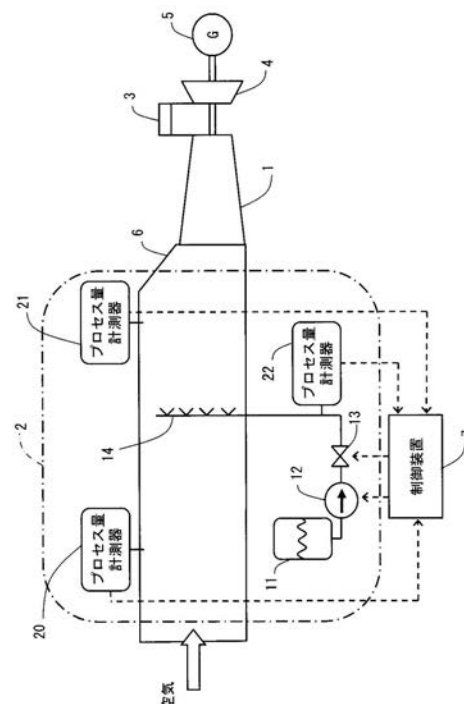
(54) 【発明の名称】 ガスタービン発電設備およびその運転方法

(57) 【要約】

【課題】吸気冷却システムを持つガスタービン発電設備において、圧縮機入口空気が所望の相対湿度になるように制御する。

【解決手段】ガスタービン発電設備は、空気を吸入して圧縮する圧縮機1と、圧縮機1に吸入される前の空気の中に冷却水を噴霧する吸気冷却システム2と、圧縮機1によって圧縮された空気とともに燃料を燃焼させる燃焼器3と、回転駆動されて発電を行なう発電機5と、燃焼器3で発生する燃焼ガスの熱エネルギーを回転エネルギーに変換して圧縮機1および発電機5を駆動するガスタービン4と、圧縮機1に吸入される圧縮機入口空気の湿度を所定の湿度目標値に近づけるように制御する制御装置7と、を有する。制御装置7は、圧縮機1に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算する湿度計算部を備えている。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

空気を吸入して圧縮する圧縮機と、
この圧縮機に吸入される前の空気の中に冷却水を噴霧する吸気冷却システムと、
前記圧縮機によって圧縮された空気とともに燃料を燃焼させる燃焼器と、
回転駆動されて発電を行なう発電機と、
前記燃焼器で発生する燃焼ガスの熱エネルギーを回転エネルギーに変換して前記圧縮機
および前記発電機を駆動するガスタービンと、
前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を所定の湿度目標値に近づけるように制
御する制御装置と、
を有するガスタービン発電設備であって、
前記制御装置は、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算する湿度計
算部を備えていることを特徴とするガスタービン発電設備。

10

【請求項 2】

前記制御装置は、前記吸気冷却システムが噴霧する冷却水の流量を、前記圧縮機に吸入
される圧縮機入口空気の湿度に対応させて操作すること、を特徴とする請求項 1 に記載の
ガスタービン発電設備。

【請求項 3】

前記湿度計算部は、前記吸気冷却システムに関係する少なくとも一つのプロセス値を使
用して前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算すること、を特徴とする
請求項 1 または請求項 2 に記載のガスタービン発電設備。

20

【請求項 4】

前記湿度計算部は、物理的な物質収支およびエネルギー収支を表わす式の収束計算を行
なうことにより前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算すること、を特
徴とする請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか一項に記載のガスタービン発電設備。

【請求項 5】

前記湿度計算部は、前記吸気冷却システムに関係する少なくとも一つのプロセス値を使
用して、あらかじめ定めた関数により、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を
推定計算すること、を特徴とする請求項 3 に記載のガスタービン発電設備。

【請求項 6】

前記湿度計算部は、前記吸気冷却システムに関係する少なくとも二つのプロセス値を使
用して、多次元空間の線形補間式により、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度
を推定計算すること、を特徴とする請求項 3 に記載のガスタービン発電設備。

30

【請求項 7】

前記プロセス値は、前記圧縮機の吸気圧力、前記圧縮機の吸気温度、前記圧縮機の吸気
湿度、前記冷却水の温度、前記圧縮機に吸引される乾燥空気の流量、前記冷却水の流量、
前記圧縮機の入口圧力のうちのいずれか少なくとも一つの実測値または計算値を含むこと
、を特徴とする請求項 3 ないし請求項 5 のいずれか一項に記載のガスタービン発電設備。

【請求項 8】

前記制御装置は、所定の制御周期ごとに制御を行なうものであって、前記湿度計算部は
、前記制御周期ごとに推定計算を行なうこと、を特徴とする請求項 1 ないし請求項 7 のい
ずれか一項に記載のガスタービン発電設備。

40

【請求項 9】

空気を吸入して圧縮する圧縮機と、この圧縮機に吸入される前の空気の中に冷却水を噴
霧する吸気冷却システムと、前記圧縮機によって圧縮された空気とともに燃料を燃焼させ
る燃焼器と、回転駆動されて発電を行なう発電機と、前記燃焼器で発生する燃焼ガスの熱
エネルギーを回転エネルギーに変換して前記圧縮機および前記発電機を駆動するガスター
ビンと、を有するガスタービン発電設備の運転方法であって、
前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算する湿度計算ステップと、
前記湿度計算ステップで推定計算された湿度に基づいて、前記圧縮機に吸入される圧縮

50

機入口空気の湿度を所定の湿度目標値に近づけるように制御する湿度制御ステップと、
を有することを特徴とするガスタービン発電設備運転方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、吸気中に冷却水を噴霧することにより吸気を冷却する吸気冷却システムを持つガスタービン発電設備、およびその運転方法に関する。

【背景技術】

【0002】

ガスタービンを用いた発電設備は火力発電設備の主要な方式の一つであり、国内外で広く使用されている。日本では気温の高い時期に消費電力量が多くなるので、これに合わせて発電量を多くする必要がある。ところが、ガスタービン発電設備および複合発電設備は、気温の上昇によって最大発電量が低下する。この特性は発電事業者にとって望ましくない。

【0003】

そこで、気温が高い時に吸気温度を低下させることにより、最大発電量の低下を防止する方法が提案されている。特に事業用発電設備で有効とされている方法が、吸気中に冷却水を噴霧することにより吸気温度を低下させる吸気冷却システムである（たとえば特許文献1、特許文献2、特許文献3および非特許文献1参照）。

【0004】

ガスタービン吸気冷却システムでは、ガスタービンの吸気中に冷却水を噴霧して、その気化熱によって圧縮機入口空気を冷却する。これによりガスタービンに、より多量の燃料を供給することを可能とし、ガスタービン出力増加に寄与するシステムである。

【0005】

理論的には圧縮機入口空気が相対湿度100%になるまで冷却水を噴霧すれば最大の冷却効果が得られる。現実的には相対湿度100%では気化しない冷却水が発生するリスクがあるため、相対湿度100%の代わりに、ある適切な飽和に近い相対湿度となるように冷却水を噴霧することになる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特許第2980095号公報

【特許文献2】特許第4285781号公報

【特許文献3】特許第4160289号公報

【非特許文献】

【0007】

【非特許文献1】宇田村元昭：ガスタービン吸気水噴霧冷却技術。日本ガスタービン学会誌，37-4，pp.203/209（2009）

【非特許文献2】数値計算ハンドブック、p.1117～p.1118、オーム社、ISBN4-274-07584-2（1990）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

以下、説明の便宜上、ある適切な飽和に近い湿度は相対湿度95%であるとして説明する。圧縮機入口空気の相対湿度95%を達成する適切な冷却水噴霧流量は、気温などの外部条件や空気流量などのガスタービン運転状態に応じて変動する。そこで、これらの変化に応じて冷却水噴霧流量を調整する冷却水流量制御が必要となる。

【0009】

冷却水流量制御の制御目的は、圧縮機入口空気の相対湿度95%を実現するために冷却水流量を調節することである。圧縮機入口空気の相対湿度を計測しフィードバック制御を

10

20

30

40

50

構成することにより、この制御目的を精度良く達成することができる。圧縮機入口空気の相対湿度は絶対湿度と空気圧力から換算可能であるので、相対湿度ないしは絶対湿度のいずれかが計測できれば良い。

【 0 0 1 0 】

しかし、吸気冷却システムにより冷却水を噴霧し相対湿度が 1 0 0 % 近い湿度である圧縮機入り口において、相対湿度ないしは絶対湿度を、制御に利用できるように十分な応答速度で連続計測することは容易ではない。工業的に利用可能な湿度の測定方法および計測器を用いた場合、相対湿度が 1 0 0 % 近い環境下では結露などにより計測誤差が大きくなり、場合によっては計器異常となり、連続計測が不可能となる。圧縮機入口の相対湿度が連続計測できないとフィードバック制御が構成できず、精度の良い冷却水流量制御を構成することが難しい。

10

【 0 0 1 1 】

圧縮機入口の相対湿度ないしは絶対湿度の計測が難しい場合に、圧縮機入口の空気温度が精度良く計測可能であれば、その温度およびその他のプロセス値を用いて当該部分の相対湿度ないしは絶対湿度を間接的に算出することが考えられる。しかしこの方法について具体的に知られた技術は存在しない。しかも、圧縮機入口が 1 0 0 % に近い相対湿度である時には、その空気温度を正確に計測することも難しく、これは同じく結露に起因するものである。すなわち、微小な結露があってその結露した水分が蒸発する際には、温度計測器から気化熱を奪うために計測器が局所的に低温となる。逆に結露する際には温度計測器に凝縮潜熱が与えられるため、温度計測器が局所的に高温となる。このように空気温度の計測を精度良く実現させることも難しい。

20

【 0 0 1 2 】

これらのプロセス量の計測技術の限界によって、圧縮機入口空気の相対湿度 9 5 % を実現するためにフィードバック制御によって冷却水流量を制御することが困難である。フィードバック制御構成が難しい場合、フィードフォワード制御など他の制御手段を講ずることになるが、よく知られているように、フィードバック制御を用いずに制御偏差をゼロとするような制御系を構成することは難しい。

【 0 0 1 3 】

特許文献 1 や非特許文献 1 では、相対湿度が 1 0 0 % 以上となり水滴が吸気されるリスクについて考慮されておらず、従って適正な冷却水量について定量的な技術は提供されていない。これらの文献では、湿度 1 0 0 % 以上になるよう過剰に冷却水を噴霧し、この結果蒸発していない水が液滴状態で圧縮機内へ導入され、圧縮機内で液滴が蒸発する方式が提案されている。この従来技術を使用すると圧縮機内での気体流量バランスが設計点と大きく異なる場合があり、流体機械の不安定現象であるサージ現象が発生しやすくなる。また気化しない冷却水が圧縮機内に流入すると、圧縮機の翼等にダメージを与える可能性がある。なぜならば、通常、圧縮機およびタービンは気体のみを流す流体機械として設計されており、液滴が直接機械表面に接触することは想定していない設計になっているためである。

30

【 0 0 1 4 】

特許文献 2 では、ガスタービン吸気冷却システムに、他の機械プロセスを組み合わせることにより、ガスタービンの出力増加を図る提案が行なわれている。こうした方式は、特定の運転条件での出力増加には効果があるが、実プラントでの運転が複雑になりすぎ各種制約により運転可能条件が絞られること、さらに新たに機械設備全体のバランス計算をやり直す必要があり構成機械の増加により保守が難しくなることなど、課題が多く実用化が難しいのが現状である。

40

【 0 0 1 5 】

特許文献 3 では、ガスタービン吸気冷却システムに加える冷却水流量について制御するという提案がなされている。しかし制御内容について具体的に示されていない。

【 0 0 1 6 】

本発明は上記事情に鑑みてなされたものであって、圧縮機入口空気中に冷却水を噴霧す

50

ることにより吸気を冷却する吸気冷却システムを持つガスタービン発電設備において、圧縮機入口空気が所望の相対湿度になるように制御することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0017】

上記目的を達成するために、本発明に係るガスタービン発電設備は、空気を吸入して圧縮する圧縮機と、この圧縮機に吸入される前の空気の中に冷却水を噴霧する吸気冷却システムと、前記圧縮機によって圧縮された空気とともに燃料を燃焼させる燃焼器と、回転駆動されて発電を行なう発電機と、前記燃焼器で発生する燃焼ガスの熱エネルギーを回転エネルギーに変換して前記圧縮機および前記発電機を駆動するガスタービンと、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を所定の湿度目標値に近づけるように制御する制御装置と、を有するガスタービン発電設備であって、前記制御装置は、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算する湿度計算部を備えていることを特徴とする。

10

【0018】

また、本発明に係るガスタービン発電設備運転方法は、空気を吸入して圧縮する圧縮機と、この圧縮機に吸入される前の空気の中に冷却水を噴霧する吸気冷却システムと、前記圧縮機によって圧縮された空気とともに燃料を燃焼させる燃焼器と、回転駆動されて発電を行なう発電機と、前記燃焼器で発生する燃焼ガスの熱エネルギーを回転エネルギーに変換して前記圧縮機および前記発電機を駆動するガスタービンと、を有するガスタービン発電設備の運転方法であって、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を推定計算する湿度計算ステップと、前記湿度計算ステップで推定計算された湿度に基づいて、前記圧縮機に吸入される圧縮機入口空気の湿度を所定の湿度目標値に近づけるように制御する湿度制御ステップと、を有することを特徴とする。

20

【発明の効果】

【0019】

本発明によれば、圧縮機入口空気中に冷却水を噴霧することにより吸気を冷却する吸気冷却システムを持つガスタービン発電設備において、圧縮機入口空気が所望の相対湿度になるように制御できる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】本発明に係るガスタービン発電設備の第1ないし第3の実施形態の全体構成を示す模式図である。

30

【図2】本発明に係るガスタービン発電設備の第1ないし第3の実施形態における制御装置の構成を示す制御ブロック図である。

【図3】本発明に係るガスタービン発電設備の第1の実施形態における制御装置の圧縮機入口相対湿度計算部の処理手順を示すフロー図である。

【図4】本発明に係るガスタービン発電設備の第3の実施形態における制御装置の圧縮機入口相対湿度計算部の構成を示す制御ブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下に、図面を参照しながら本発明の実施形態について説明する。

40

【0022】

ここで説明する実施形態では、ガスタービンの吸気冷却システムで、冷却水流量は相対湿度を100%以下の所定値（たとえば95%）に近い値に制御し、圧縮機入り口前で冷却水がすべて気化するようにするものである。相対湿度100%ないしはそれに近い状態は、大雨時に発生する高湿度の大気条件と同等であり、吸気冷却システムを持たない既存のガスタービン発電設備の機械設計バランスを崩すことなく適用でき、したがって、ほぼすべての従来型ガスタービンに適用可能である。

【0023】

個別の実施形態について説明するに先立って、実施形態の説明全体に共通する事項を記載する。

50

【 0 0 2 4 】

まず、圧縮機入口空気の相対湿度ないしは絶対湿度を除き、他のプロセス量は全て理想的に計測できるものと仮定する。よって圧縮機入口空気の相対湿度ないしは絶対湿度以外の各プロセス量は計測値であるとして記載する。計測値が得られない場合であっても、他の計測可能なプロセス量および制御信号などの情報を用いて推定計算値が得られ計測値として代用可能である場合については、同等の技術が適用できるのは言うまでもない。

【 0 0 2 5 】

また、本実施形態の説明では S I 単位系を用いる。すなわち、質量は kg 、圧力は MPa 、温度は K 、時間は s 、質量流量は kg/s 、エネルギーは kJ 、エンタルピーは kJ/kg 、比熱は kJ/kg/K 、また絶対湿度としては重量絶対湿度 kg/kg 、相対湿度は pu (per unit) 、分子量は $[\text{g/mol}]$ を、それぞれ使用する。水の分子量は 18.01528 g/mol 、空気の分子量は 28.966 g/mol が使用されることが多いが、ここでは記載の容易さのために、それぞれ 18 と 29 を使用する。各単位は変換式を適切に用いることにより任意の単位体系に変換できるので、本発明は使用する単位系に依存しないことは自明である。

【 0 0 2 6 】

さらに以下の説明では、プロセス量は次のルールに従って記述する。それぞれのプロセス量ごとに次の記号を使用する。すなわち、圧力 p 、温度 T 、気体および液体の質量流量 M 、絶対湿度 z 、相対湿度 r 、比熱 C_p 、エンタルピー h 、単位時間当たりのエネルギー流量 E を用いる。圧力は単位として使用される Pa と区別するために小文字 p を用いる。

【 0 0 2 7 】

またこれらの記号に続けて、 s を添えるときは蒸気を、 w を添えるときは水を、 d を添えるときは乾燥空気を、 a を添えるときは空気と水蒸気を含む気体全体を表現し、これらが飽和状態であるときは f を付け、空気が蒸気か水かについて説明が不要な場合はこれを省略する。さらに続けて、1 を添えたときには吸気入口すなわち吸気ダクト内でまだ冷却水を加える前の空気または蒸気の状態を示し、2 を添えたときには圧縮機入口すなわち吸気ダクト内で冷却水を加えた後に圧縮機に吸気される直前の状態を示し、3 を添えたときには添加される冷却水の状態を示す。エネルギーについては温度 273.15 K を基準にしてゼロとし、そこからの変化分を用いる。

【 0 0 2 8 】

以上のルールに従ったプロセス量の具体的な例を示せば、吸気入口の圧力 p_{a1} 、吸気入口の乾燥空気の分圧 p_{d1} 、吸気入口の水蒸気分圧 p_{s1} 、吸気入口の乾燥空気の質量流量 M_{d1} 、吸気入口の水蒸気の質量流量 M_{s1} 、吸気入口温度 T_1 、吸気入口の相対湿度 r_1 、吸気入口の絶対湿度 z_1 、圧縮機入口の圧力 p_{a2} 、圧縮機入口の温度 T_2 、圧縮機入口の絶対湿度 z_2 、冷却水の温度 T_3 、冷却水の質量流量 M_{w3} 、乾燥空気の比熱 C_{pd} 、蒸気の比熱 C_{ps} および水の比熱 C_{pw} などという表記を使用する。

【 0 0 2 9 】

プロセス量ではなく演算の結果として得られる値としては、相対湿度の目標値 Q_1 、冷却水流量操作量 Q_3 、という表記を用いる。

【 0 0 3 0 】

[第 1 の実施形態]

はじめに、図 1 ないし図 3 を参照して、本発明に係るガスタービン発電設備の第 1 の実施形態について説明する。ここで、図 1 は本発明に係るガスタービン発電設備の第 1 ないし第 3 の実施形態の全体構成を示す模式図である。図 2 は、本発明に係るガスタービン発電設備の第 1 ないし第 3 の実施形態における制御装置の構成を示す制御ブロック図である。図 3 は、本発明に係るガスタービン発電設備の第 1 の実施形態における制御装置の圧縮機入口相対湿度計算部の処理手順を示すフロー図である。

【 0 0 3 1 】

図 1 に示すように、この実施形態におけるガスタービン発電設備は、空気を圧縮する圧縮機 1 と、この圧縮機 1 の吸気中に冷却水を噴霧することにより吸気温度を低下させる吸

10

20

30

40

50

気冷却システム 2 と、圧縮された空気と燃料とを燃焼させる燃焼器 3 と、燃焼器 3 で発生する燃焼ガスの熱エネルギーを回転エネルギーに変換して圧縮機 1 および発電機 5 を駆動するガスタービン 4 と、を有する。

【0032】

吸気冷却システム 2 は、冷却水タンク 11 と、冷却水タンク 11 から水を送り出すポンプ 12 と、冷却水流量を調節するための調節弁 13 と、吸気中に冷却水を噴霧するためのグリッド 14 と、これらを接続するための配管とを有する。

【0033】

さらに、冷却水流量を調整する演算を行う制御装置 7 が設けられている。また、各種プロセス量計測器 20、21、22 が配置されている。プロセス量計測器 20、21、22 の出力は制御装置 7 に入力され、これにより、ポンプ 12 の回転速度や調節弁 13 の開閉制御に用いられる。ここで、プロセス量計測器 20、21、22 の出力であるプロセス量は、圧縮機 1、吸気冷却システム 2、燃焼器 3、発電機 5、ガスタービン 4 などの状態を示すプロセス量であって、たとえば、吸気圧力 p_{a1} 、吸気温度 T_1 、吸気の相対湿度 r_1 、冷却水温度 T_3 、乾燥空気流量 M_{d1} 、圧縮機入口温度 T_2 、圧縮機入口の相対湿度 r_2 、冷却水流量 M_{w3} などが含まれる。

【0034】

図 2 に示すように、制御装置 7 は、圧縮機入口相対湿度計算部 31 と引き算器 32 と P I 制御器 33 とを備えている。各種プロセス量は、圧縮機入口相対湿度計算部 31 に入力され、ここで、圧縮機入口相対湿度 r_2 の推定計算が行なわれる。圧縮機入口相対湿度計算部 31 で算出された圧縮機入口相対湿度 r_2 に対して、相対湿度の目標値 Q_1 との偏差が、引き算器 32 で演算され、その偏差を解消するように P I 制御器 33 が冷却水流量操作量 Q_3 を増減する。これにより、圧縮機入口の相対湿度 r_2 を目標値 Q_1 と一致させるような制御演算が行なわれる。なおここで、「一致」とは、実際には目標値をはさむ所定の幅の領域内に入ることをいい、必ずしも完全な一致でなくともよい。以下の説明でも同様である。

【0035】

図 1 および図 2 に示す構成は、後述する第 2 および第 3 の実施形態でも共通である。

【0036】

つぎに、第 1 の実施形態の圧縮機入口相対湿度計算部 31 による圧縮機入口相対湿度 r_2 の推定計算の手順を、図 3 を参照して説明する。ここで、各種プロセス量としてガスタービンを用いた発電プラントで一般的に計測されているかすでに算出されている下記の値を用いる。すなわち、吸気圧力 p_{a1} 、吸気温度 T_1 、吸気の相対湿度 r_1 、冷却水温度 T_3 、乾燥空気流量 M_{d1} 、冷却水流量 M_{w3} 、圧縮機入口圧力 p_{a2} を用いる。これ以外の値は、以下の計算により算出した値を用いる。

【0037】

圧縮機入口相対湿度計算部 31 は、各制御周期ごとに以下のステップ S1 ~ S11 の収束計算を行ない、圧縮機入口空気の相対湿度 r_2 を算出する。

【0038】

はじめに、圧縮機入口温度計算値 T_{r2} の初期値を設定する（ステップ S1）。最初に計算を開始する際には、 $T_{r2} = T_1$ または $T_{s2} = T_2$ とし、2 回目以降は、前回の収束計算で得られた T_{r2} を用いる。

【0039】

ここで、 $r_1 = 1$ かどうかを判定し（ステップ S2）、 $r_1 = 1$ ならば $r_2 = 1$ として（ステップ S3）、処理を終了する。 $r_1 < 1$ ならばステップ S4 へ進む。

【0040】

ステップ S4 では、以下の値を順に計算する。

【0041】

吸気温度 T_1 における飽和蒸気圧力 p_{s1f} を得る。

【0042】

10

20

30

40

50

$$p_{s1f} = f_1(T_1)$$

ここで f_1 は、飽和水蒸気圧力と温度の関数である。

【0043】

$$\text{相対湿度 } r_1 \text{ の時の水蒸気分圧 } p_{s1} = r_1 * p_{s1f}$$

なお「*」は掛け算を意味する(以下同様)。

【0044】

$$\text{吸気に含まれている水蒸気の流量 } M_{s1} = 1.8 / 2.9 * p_{s1} / (p_{a1} - p_{s1}) * M_{d1}$$

吸気が持っているエネルギー流量 E_1 を、次式で求める。

【0045】

$$E_1 = C_{pd} * (T_1 - 273.15) * M_{d1} + C_{ps} * (T_1 - 273.15) * M_{s1}$$

冷却水が持っているエネルギー流量 E_3 を次式で求める。

【0046】

$$E_3 = C_{pw} * (T_3 - 273.15) * M_{w3}$$

温度 T_{r2} の飽和水蒸気分圧 p_{s2f} を計算する。

【0047】

$$p_{s2f} = f_1(T_{r2})$$

ここで f_1 は、飽和水蒸気圧力と温度の関数である。

【0048】

圧縮機入口が飽和するときの絶対湿度 z_{2f} を次式で求める。

【0049】

$$z_{2f} = p_{s2f} / (p_{a2} - p_{s2f})$$

ここで、以下の (a) か (b) のいずれかの判断をする(ステップ S5)。この判断の結果により、圧縮機入口の絶対湿度 z_2 と相対湿度 r_2 を算出する。

【0050】

(a) $(M_{s1} + M_{w3}) / M_{d1} \geq z_{2f}$ の場合(ステップ S6)

これは飽和する以上に冷却水が供給されている状態を示す。飽和分以上の過剰な冷却水はドレンとして系外へ排出される。このドレン流量を M_{w4} とおくと、

$$M_{w4} = M_{s1} + M_{w3} - z_{2f} * M_{d1}$$

圧縮機入口は飽和しているので、

$$z_2 = z_{2f}, \quad r_2 = 1$$

この時、蒸発した冷却水流量 M_{s2} を、次式で計算しておく。

【0051】

$$M_{s2} = (z_{2f} - z_1) * M_{d1} = z_{2f} * M_{d1} - M_{s1}$$

(b) $(M_{s1} + M_{w3}) / M_{d1} < z_{2f}$ の場合(ステップ S7)

この場合は飽和に達していないので、ドレンとして系外へ排出される水の流量 M_{w4} はゼロである。

【0052】

また、

$$z_2 = (M_{s1} + M_{w3}) / M_{d1}, \quad r_2 = z_2 / z_{2f}$$

このとき、蒸発した冷却水流量 M_{s2} を、次式で計算しておく。

【0053】

$$M_{s2} = M_{w3}$$

つぎに、冷却水 1 kg が温度 T_{r2} で蒸発するときに必要なエンタルピー dH を次式によって求める(ステップ S8)。

【0054】

$$dH = h_2(p_{s2f}, T_{r2}) - h_1(p_{s2f}, T_{r2})$$

ここで、 $h_1(p, T)$ は、圧力 p 、温度 T の水のエンタルピーを計算するための関数を示し、 $h_2(p, T)$ は、温度 T の水蒸気のエンタルピーを計算するための関数を示す

10

20

30

40

50

。

【 0 0 5 5 】

圧縮機入口のエネルギー流量 E_2 を、次式によって求める。

【 0 0 5 6 】

$$E_2 = C_{p d} * (T_2 - 273.15) + M_{d 1} + C_{p s} * (T_2 - 273.15) * (M_{s 1} + M_{s 2}) + dH * M_{s 2}$$

エネルギー保存則より、 $E_1 + E_3 = E_2$ となるはずであり、これは $T_{r 2}$ の値が適切なときに成立する。そこで、エネルギー流量のアンバランス値 dE を

$$dE = E_1 + E_3 - E_2$$

として計算する。

10

【 0 0 5 7 】

ここで、 $|dE| < \epsilon_{ps}$ かどうかを判定する（ステップ S 9）。

【 0 0 5 8 】

$|dE| < \epsilon_{ps}$ であるならば

$Q_2 = Q_{r 2}$ とする（ステップ S 10）。

【 0 0 5 9 】

上記ステップ S 9 で $|dE| < \epsilon_{ps}$ でない場合は

$$T_{r 2} = T_{r 2} + \alpha * dE$$

として（ステップ S 11）、上記ステップ S 4 の処理へ移動する。

【 0 0 6 0 】

20

最終回に得られた圧縮機入口絶対湿度 z_2 、圧縮機入口相対湿度 r_2 が、求めるべき値である。

【 0 0 6 1 】

これで処理を終了する。

【 0 0 6 2 】

上記ステップ S 11 で用いられる α は、収束計算を安定に行なうために用いる係数であり、使用する単位系によって値は大きく変化する。ここで用いている単位系では、概ね $\alpha = 0.0001$ から 0.0003 で良好な収束性を得る。

【 0 0 6 3 】

以上により、吸気冷却システム 2 で算出された圧縮機入口相対湿度 r_2 に対して、その目標値 Q_1 との偏差が、引き算器 32 で演算され、その偏差を解消するように P I 制御器 33 が冷却水流量操作量 Q_3 を増減する。

30

【 0 0 6 4 】

以上説明したように、第 1 の実施形態により、圧縮機入口の相対湿度 r_2 を相対湿度の目標値 Q_1 に一致させることができる。

【 0 0 6 5 】

この実施形態により、圧縮機入口の相対湿度を 100% 近い値に保つことができ、吸気冷却による出力増加を図り、しかも機械の安全性を保つことができる。

【 0 0 6 6 】

[第 2 の実施形態]

40

第 2 の実施形態では、図 1 に示す全体構成および図 2 に示す制御装置の基本構成は第 1 の実施形態と同様である。

【 0 0 6 7 】

第 2 の実施形態では、制御装置 7 の圧縮機入口相対湿度計算部 31 の具体的構成および作用が第 1 の実施形態と異なる。第 1 の実施形態と同様に、各種プロセス量としてガスタービンを用いた発電プラントで一般的に計測されているかすでに算出されている下記の値を用いる。すなわち、吸気圧力 $p_{a 1}$ 、吸気温度 T_1 、吸気の相対湿度 r_1 、冷却水温度 T_3 、乾燥空気流量 $M_{d 1}$ 、冷却水流量 $M_{w 3}$ 、圧縮機入口圧力 $p_{a 2}$ を用いる。これ以外の値は、以下の計算により算出した値を用いる。

【 0 0 6 8 】

50

第 2 の実施形態の圧縮機入口相対湿度計算部 3 1 は、吸気圧力 p_{a1} 、吸気温度 T_1 、吸気の相対湿度 r_1 、冷却水温度 T_3 、乾燥空気流量 M_{d1} 、冷却水流量 M_{w3} 、圧縮機入口圧力 p_{a2} を用いて、圧縮機入口相対湿度 r_2 を算出する。

【 0 0 6 9 】

具体的な例としては、次の式により圧縮機入口相対湿度 r_2 を算出する。

【 0 0 7 0 】

$$r_2 = b_1 \times p_{a1} \times p_{a1} + b_2 \times T_1 \times T_1 + b_3 \times r_1 \times r_1 + b_4 \times T_3 \times T_3 + b_5 \times M_{d1} \times M_{d1} + b_6 \times M_{w3} \times M_{w3} + b_7 \times p_{a2} \times p_{a2} + b_8 \times p_{a1} \times T_1 + b_9 \times p_{a1} \times r_1 + b_{10} \times p_{a1} \times T_3 + b_{11} \times p_{a1} \times M_{d1} + b_{12} \times p_{a1} \times M_{w3} + b_{13} \times p_{a1} \times p_{a2} + b_{14} \times T_1 \times r_1 + b_{15} \times T_1 \times T_3 + b_{16} \times T_1 \times M_{d1} + b_{17} \times T_1 \times M_{w3} + b_{18} \times T_1 \times p_{a2} + b_{19} \times r_1 \times T_3 + b_{20} \times r_1 \times M_{d1} + b_{21} \times r_1 \times M_{w3} + b_{22} \times r_1 \times p_{a2} + b_{23} \times T_3 \times M_{d1} + b_{24} \times T_3 \times M_{w3} + b_{25} \times T_3 \times p_{a2} + b_{26} \times M_{d1} \times M_{w3} + b_{27} \times M_{d1} \times p_{a2} + b_{28} \times M_{w3} \times p_{a2} + b_{29} \times p_{a1} + b_{30} \times T_1 + b_{31} \times r_1 + b_{32} \times T_3 + b_{33} \times M_{d1} + b_{34} \times M_{w3} + b_{35} \times p_{a2} + b_{36}$$

圧縮機入口相対湿度 r_2 を算出するための関数の具体例として各プロセス値の 2 次までの多項式で表現した例を上に示したが、関数の形は三角関数や対数関数や有理式や 3 次以上の多項式やこれらの組み合わせなどが使用可能である。関数の係数 b_1 から b_{36} は、十分多数の入力条件に対して前述の第 1 の実施形態の収束計算を予め解いて、最小二乗法などにより予め決定することができる。

【 0 0 7 1 】

以上により算出された圧縮機入口相対湿度 r_2 に対して、その目標値 Q_1 との偏差が演算され、その偏差を解消するように P I 制御器が冷却水流量操作量 Q_3 を増減する。

【 0 0 7 2 】

このように構成された第 2 の実施形態により、圧縮機入口の相対湿度 r_2 を相対湿度の目標値 Q_1 に一致させることができる。

【 0 0 7 3 】

[第 3 の実施形態]

次に、第 3 の実施形態について、図 4 を用いて説明する。図 4 は、本発明に係るガスタービン発電設備の第 3 の実施形態における制御装置の圧縮機入口相対湿度計算部の構成を示す制御ブロック図である。第 1 の実施形態として説明した図 1 および図 2 に示す基本構成はこの実施形態でも共通である。また、第 1 の実施形態と同一または類似の部分には共通の符号を付して、重複説明は省略する。

【 0 0 7 4 】

第 3 の実施形態では、制御装置 7 の圧縮機入口相対湿度計算部 3 1 の具体的構成および作用が、第 1 および第 2 の実施形態と異なる。

【 0 0 7 5 】

第 3 の実施形態では、第 1 の実施形態および第 2 の実施形態と同様に、各種プロセス量としてガスタービンを用いた発電プラントで一般的に計測されているかすでに算出されている下記の値を用いる。すなわち、吸気圧力 p_{a1} 、吸気温度 T_1 、吸気の相対湿度 r_1 、冷却水温度 T_3 、乾燥空気流量 M_{d1} 、冷却水流量 M_{w3} 、圧縮機入口圧力 p_{a2} を用いる。これ以外の値は、以下の計算により算出した値を用いる。

【 0 0 7 6 】

第 3 の実施形態の圧縮機入口相対湿度計算部 3 1 は、補間計算部 4 1 と低値選択器 4 2 とを有し、各制御周期ごとに以下の計算を行なう。

【 0 0 7 7 】

補間計算部 4 1 では、吸気圧力 p_{a1} 、吸気温度 T_1 、吸気の相対湿度 r_1 、冷却水温度 T_3 、乾燥空気流量 M_{d1} 、冷却水流量 M_{w3} 、圧縮機入口圧力 p_{a2} を用いて、圧縮機入口相対湿度 r_2 を算出する。図 4 では圧縮機入口相対湿度 r_2 を算出するための手段

として、6つのプロセス量と圧縮機入口相対湿度 r_2 から成る7次元空間上で、圧縮機入口相対湿度 r_2 が6つのプロセス量の関数として定義できることを示している。すなわち、

$$\begin{aligned} x &= (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \\ &= (p_{a1}, T_1, r_1, T_3, M_{d1}, M_{w3}, p_{a2}) \quad \dots \text{(式1)} \end{aligned}$$

において、

$$r_2 = f(x) \quad \dots \text{(式2)}$$

と書くことができる(非特許文献2)。

【0078】

(式2)において、全ての6つの変数について、通常運転する範囲内では関数 r_2 の値は、 $r_2 = 1$ で上限が掛かるが、それ以外の点では連続的かつ滑らかに変化する。このような特徴があるので、各変数を適切な数、たとえばそれぞれ5点ずつに分割し、それぞれの点での圧縮機入口相対湿度 r_2 の値を算出しておくことにより、多重線形関数を用いて(式3)により補間計算を行なうことができる。つまり、変数 x を5点ずつに分割したとすると、

X_i x X_{i+1} (ただし、 $i = 1, \dots, 4$) であるような X_i と X_{i+1} と

を用いて、

$$r_2 = q_0 + \sum q_1, \dots, q_6 f(X) \quad \dots \text{(式3)}$$

ただし、(式3)の $\sum$ は X_i と X_{i+1} の全ての組み合わせについて和を取ることを表しており、6変数であるので 2^6 乗 = 64 項の足し算となる(非特許文献2)。

【0079】

このような計算が可能であるのは、圧縮機入口相対湿度 r_2 が、連続的かつ滑らかに変化する特徴を持つことによるものである。なお、圧縮機入口相対湿度 r_2 は1を超えることはあり得ないが、補間計算に使用する部分の値としては、1以上まで値を外挿して得られた値 Q_5 を用いる。そして補間計算後に、低値選択器により上限値を1として、圧縮機入口相対湿度 r_2 を得る。

【0080】

以上により算出された圧縮機入口相対湿度 r_2 に対して、その目標値 Q_1 との偏差が演算され、その偏差を解消するようにPI制御器が冷却水流量操作量 Q_3 を増減する。

【0081】

このように構成された第3の実施形態により、圧縮機入口の相対湿度 r_2 を相対湿度の目標値 Q_1 に一致させることができる。

【0082】

[他の実施形態]

以上説明した各実施形態は単なる例示であって、本発明はこれらに限定されるものではない。

【0083】

上記実施形態では、相対湿度の目標値 Q_1 と圧縮機入口の相対湿度 r_1 の偏差を解消するために、便宜上、PI制御器33を説明に使用した。しかし、他のフィードバック制御器をPI制御器33の代わりに使用可能である。たとえば、PID制御器や積分制御器などである。また、微分方程式や差分方程式を用いて制御ゲインを算出するフィードバック制御器を用いることもでき、たとえば最適レギュレータやH無限大制御器やモデル予測制御器などの良く知られた技術を利用することができる。また、フィードバック制御の性能を改善するためにフィードフォワード制御と組み合わせることもできる。

【0084】

また上記実施形態の説明では、吸気および圧縮機入口の相対湿度が得られる場合について説明した。しかし、相対湿度の代わりに絶対湿度や比較湿度など、他の湿度に関する情報が得られる場合でも、適切なプロセス値を用いることにより相互に換算が可能である。

【0085】

10

20

30

40

50

また、乾燥空気および水蒸気および冷却水の比熱は、一般的にはそれぞれの温度と圧力の関数である。しかしこれらの比熱がほぼ一定値を取るので、上記実施形態では、定数として説明している。これを一般化して、比熱を各部分の温度および圧力の関数として表現することもできる。

【 0 0 8 6 】

さらに、プロセス値について、そのいずれか 1 つ以上の変動が十分小さく保たれている場合には、それを一定値と見なして扱うことが可能である。これは、使用されている各種パラメータの値を適切に選ぶことにより計算できる状態である。またこれによる計算の簡略化は単純な等式変換で示すことができる。

【 符号の説明 】

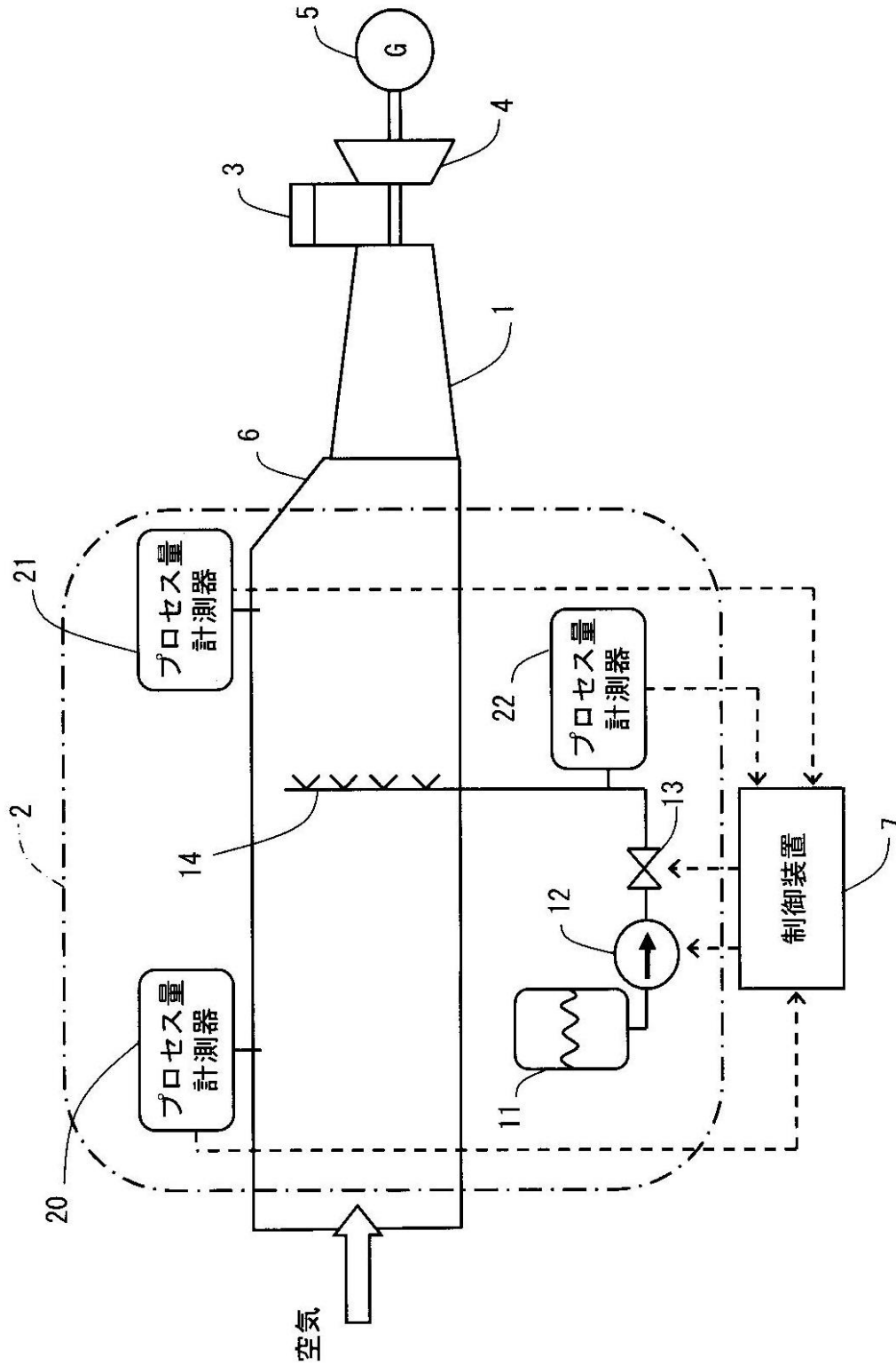
10

【 0 0 8 7 】

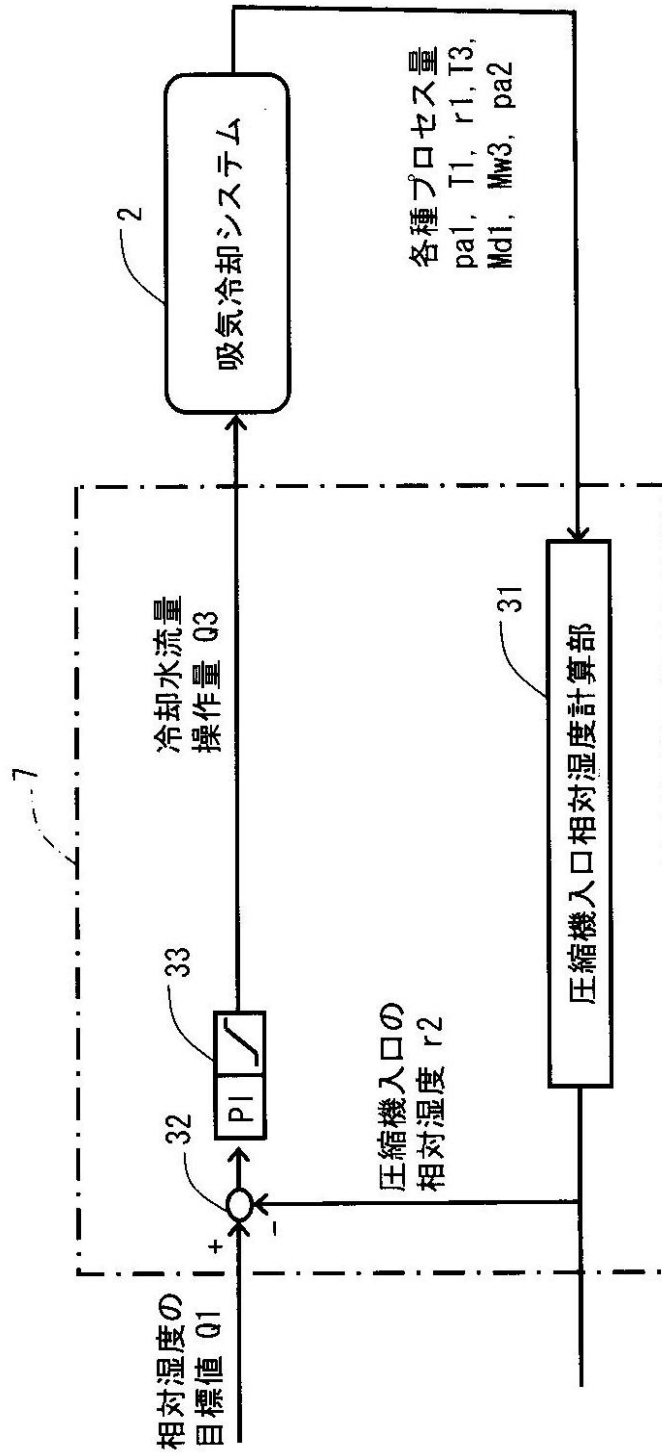
- 1 圧縮機
- 2 吸気冷却システム
- 3 燃焼器
- 4 ガスタービン
- 5 発電機
- 6 吸気ダクト
- 7 制御装置
- 1 1 冷却水タンク
- 1 2 ポンプ
- 1 3 調節弁
- 1 4 グリッド
- 2 0、2 1、2 2 プロセス量計測器
- 3 1 圧縮機入口相対湿度計算部
- 3 2 引き算器
- 3 3 P I 制御器

20

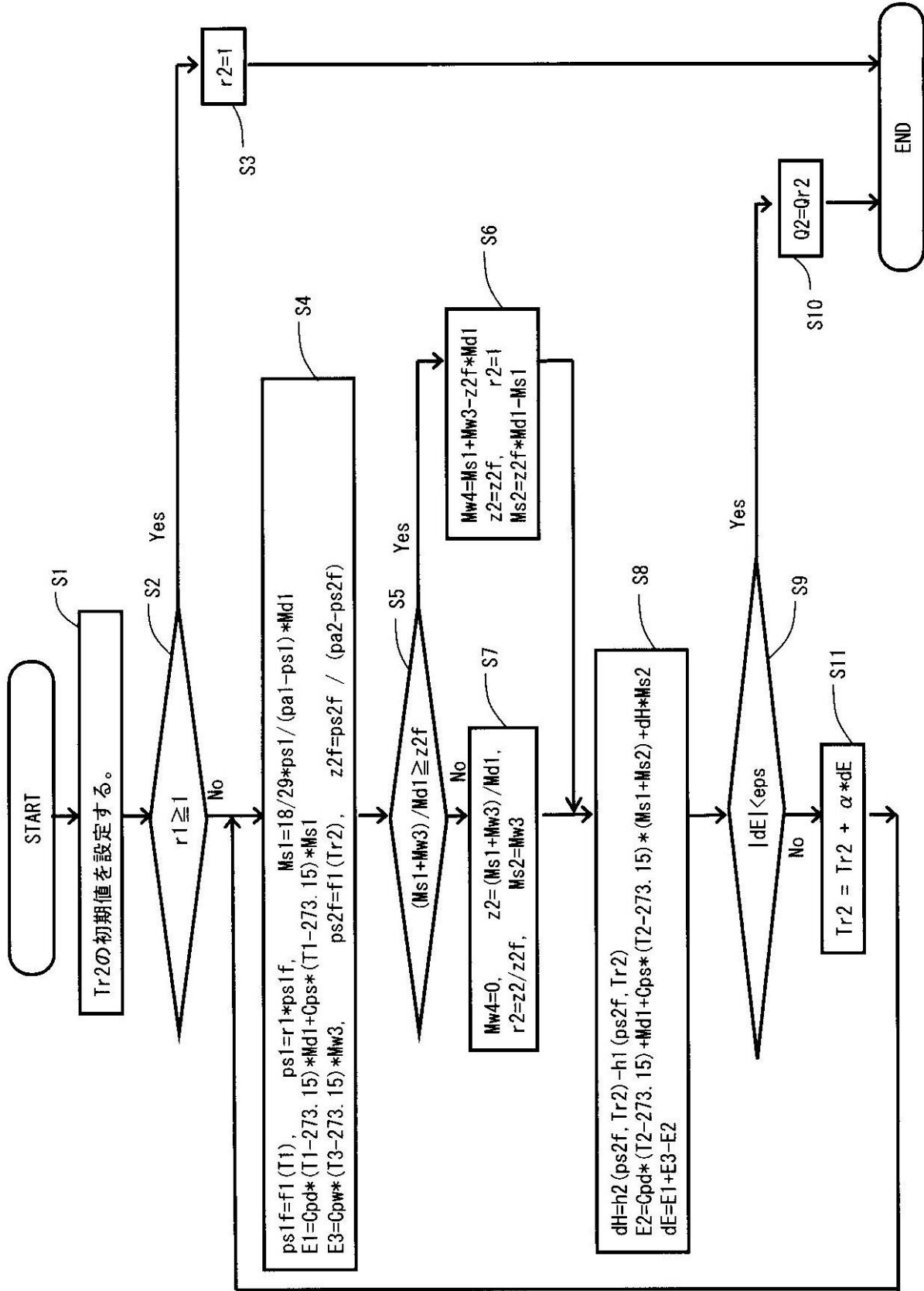
【図 1】



【図 2】



【図 3】



【図 4】

