

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6723791号
(P6723791)

(45) 発行日 令和2年7月15日 (2020.7.15)

(24) 登録日 令和2年6月26日 (2020.6.26)

(51) Int.Cl.

F I

F O 1 K 23/10 (2006.01)

F O 1 K 23/10

Q

F O 1 D 17/00 (2006.01)

F O 1 K 23/10

P

F O 2 G 5/02 (2006.01)

F O 1 K 23/10

R

F O 1 D 15/04 (2006.01)

F O 1 D 17/00

N

F O 1 D 17/00

V

請求項の数 8 (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2016-71992 (P2016-71992)
 (22) 出願日 平成28年3月31日 (2016.3.31)
 (65) 公開番号 特開2017-180406 (P2017-180406A)
 (43) 公開日 平成29年10月5日 (2017.10.5)
 審査請求日 平成30年12月21日 (2018.12.21)

(73) 特許権者 518131296
 三菱重工マリンマシナリ株式会社
 長崎県長崎市飽の浦町1番1号
 (74) 代理人 100112737
 弁理士 藤田 考晴
 (74) 代理人 100140914
 弁理士 三苫 貴織
 (74) 代理人 100136168
 弁理士 川上 美紀
 (74) 代理人 100172524
 弁理士 長田 大輔
 (72) 発明者 市来 芳弘
 長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工
 船用機械エンジン株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 排熱回収装置、内燃機関システムおよび船舶、並びに排熱回収装置の制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関から排出された排ガスから熱回収することによって生成された主蒸気が導かれる汽水分離器と、

前記汽水分離器から導かれる前記主蒸気によって駆動される蒸気タービンと、

前記汽水分離器から前記蒸気タービンへ流入する前記主蒸気の流量を調整する調整弁と

、

前記汽水分離器に接続される蒸気ダンプ弁と、

前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力である第1圧力を出力する出力部と、

前記出力部が出力する前記主蒸気の圧力が設定圧力以上となる場合に開状態とし、前記出力部が出力する前記主蒸気の圧力が前記設定圧力未満となる場合に閉状態とするよう前記蒸気ダンプ弁を制御する制御部とを備え、

前記制御部が、前記第1圧力以上かつ該第1圧力に一定圧力を加算した第2圧力以下となるように前記第1圧力に応じて変動する前記設定圧力を設定し、前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力の単位時間あたりの圧力低下量が一定量以下となるように前記調整弁の開度を制御する排熱回収装置。

【請求項 2】

前記制御部は、前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力の1分間あたりの圧力低下量が 0.1 kg/cm^2 以下となるように前記調整弁の開度を制御する請求項1に記載の排熱回収装置。

【請求項 3】

前記制御部は、前記設定圧力を少なくとも一定時間は更新しない請求項 1 または請求項 2 に記載の排熱回収装置。

【請求項 4】

前記出力部は、前記主蒸気の圧力を検出する圧力センサである請求項 1 から請求項 3 のいずれか一項に記載の排熱回収装置。

【請求項 5】

前記出力部は、前記内燃機関の出力と該出力に応じて変動する設計蒸気圧力との対応係を示すテーブル情報に基づいて、前記内燃機関の出力に対応する前記設計蒸気圧力を前記第 1 圧力として出力する請求項 1 に記載の排熱回収装置。

10

【請求項 6】

前記内燃機関と、
請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載された排熱回収装置と、を備える内燃機関システム。

【請求項 7】

請求項 6 に記載された内燃機関システムを備えている船舶。

【請求項 8】

内燃機関から排出された排ガスから熱回収することにより生成される主蒸気によって駆動される蒸気タービンを備える排熱回収装置の制御方法であって、

汽水分離器に導かれる前記主蒸気の圧力である第 1 圧力を出力する出力工程と、

20

前記出力工程が出力する前記主蒸気の圧力が設定圧力以上となる場合に開状態とし、前記出力工程が出力する前記主蒸気の圧力が前記設定圧力未満となる場合に閉状態とするよう前記汽水分離器に接続される蒸気ダンプ弁を制御する制御工程とを備え、

前記制御工程が、前記第 1 圧力以上かつ該第 1 圧力に一定圧力を加算した第 2 圧力以下となるように前記第 1 圧力に応じて変動する前記設定圧力を設定し、前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力の単位時間あたりの圧力低下量が一定量以下となるように前記汽水分離器から前記蒸気タービンへ流入する前記主蒸気の流量を調整する調整弁の開度を制御する排熱回収装置の制御方法。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】**

30

【0001】

本発明は、排熱回収装置、内燃機関システムおよび船舶、並びに排熱回収装置の制御方法に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

従来、ディーゼル機関の排ガスによって主蒸気を発生させる排ガスエコノマイザと、排ガスエコノマイザから主蒸気が導かれる汽水分離器と、主蒸気によって駆動される蒸気タービンとを備えた排熱回収装置が知られている（例えば、特許文献 1 参照。）。

特許文献 1 に開示される排熱回収装置は、汽水分離器に接続される蒸気ダンプ弁を備える。蒸気ダンプ弁は、圧力センサにて得られた主蒸気の圧力が所定値以上となった場合に全開となる。これにより、汽水分離器内の主蒸気の圧力が所定値以上となって汽水分離器等に不具合が発生することが防止される。

40

【先行技術文献】**【特許文献】****【0003】**

【特許文献 1】特許第 5 3 7 4 4 6 5 号公報

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0004】**

例えば、特許文献 1 に開示されるような排熱回収装置において、蒸気タービンは、汽水

50

分離器から主蒸気の供給が開始されることにより起動する。この場合、汽水分離器から蒸気タービンへ導かれる主蒸気の流量を調整する調整弁の開度を急激に増大させると、主蒸気の圧力が急激に低下する一方で汽水分離器内の水の温度が高い状態に維持されたままとなる。これにより、汽水分離器内の水の圧力がその水の温度における飽和蒸気圧を下回り、キャビテーション（液体中に泡の発生と消滅が起こる物理現象）が発生する。キャビテーションが発生すると、汽水分離器の水を排ガスエコノマイザへ送るポンプの吸入口に生じる気泡によりポンプの吐出圧力が低下するとともにポンプに腐食等の不具合が発生してしまう。

【 0 0 0 5 】

キャビテーションの発生を防止するためには、主蒸気の流量を調整する調整弁の開度の単位時間あたりの増加量を一定量以下に制限し、汽水分離器の主蒸気の単位時間あたりの圧力変動を抑制することが有効である。これにより、汽水分離器内の水の圧力を、その水の温度における飽和蒸気圧を下回らないように維持することができる。

【 0 0 0 6 】

しかしながら、調整弁の開度の単位時間あたりの増加量を制限すると、蒸気タービンの起動時間（調整弁の開度が全閉から全開に至る時間）が長くなってしまう。特に、蒸気ダンプ弁が開状態となる設定圧力をディーゼル機関の出力によらずに一定値に設定する場合、蒸気タービンの起動時間が長くなってしまう。これは、蒸気タービンの通常運転中に蒸気ダンプ弁が開状態となって蒸気が無駄とならないようにするため、蒸気ダンプ弁の設定圧力が比較的高く設定されるからである。蒸気ダンプ弁の設定圧力が高く、それに伴って汽水分離器内の主蒸気の圧力が高く維持されている場合、蒸気タービンの起動時間が長くなってしまう。

【 0 0 0 7 】

本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、汽水分離器の主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるように調整弁の開度を制御する場合であっても、蒸気タービンの起動時間を短縮可能とした排熱回収装置、内燃機関システムおよび船舶、並びに排熱回収装置の制御方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 8 】

上記課題を解決するために、本発明の排熱回収装置、内燃機関システムおよび船舶、並びに排熱回収装置の制御方法は以下の手段を採用する。

本発明の一態様の排熱回収装置は、内燃機関から排出された排ガスから熱回収することによって生成された主蒸気が導かれる汽水分離器と、前記汽水分離器から導かれる前記主蒸気によって駆動される蒸気タービンと、前記汽水分離器から前記蒸気タービンへ流入する前記主蒸気の流量を調整する調整弁と、前記汽水分離器に接続される蒸気ダンプ弁と、前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力である第1圧力を出力する出力部と、前記出力部が出力する前記主蒸気の圧力が設定圧力以上となる場合に開状態とし、前記出力部が出力する前記主蒸気の圧力が設定圧力未満となる場合に閉状態とするよう前記蒸気ダンプ弁を制御する制御部とを備え、前記制御部が、前記第1圧力以上かつ該第1圧力に一定圧力を加算した第2圧力以下となるように前記第1圧力に応じて変動する前記設定圧力を設定し、前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力の単位時間あたりの圧力低下量が一定量以下となるように前記調整弁の開度を制御する。

【 0 0 0 9 】

本発明の一態様の排熱回収装置によれば、汽水分離器の主蒸気の圧力は、出力部が出力する第1圧力と同じかそれよりも一定圧力が加算された第2圧力以下の範囲に維持される。汽水分離器の主蒸気の圧力は内燃機関の出力によって変動するが、制御部が主蒸気の圧力に応じて蒸気ダンプ弁の設定圧力を適切に設定する。そのため、汽水分離器の主蒸気の圧力は、内燃機関の出力に応じた適切な範囲内に維持される。これにより、蒸気ダンプ弁の設定圧力を内燃機関の出力によらずに一定値に設定する場合に比べ、内燃機関の出力に対して汽水分離器内の主蒸気の圧力が高く維持されることが防止される。よって、汽水分

10

20

30

40

50

離器の主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるように調整弁の開度を制御する場合であっても、蒸気タービンの起動時間の短縮が可能となる。

【0010】

本発明の一態様の排熱回収装置においては、前記制御部が、前記出力部が出力する前記主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるように前記ガバナ弁の開度を制御するものであってもよい。

このようにすることで、汽水分離器の主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるため、汽水分離器内の水の圧力がその水の温度における飽和蒸気圧を下回らないように維持され、キャピテーションの発生が抑制される。

【0011】

本発明の一態様の排熱回収装置において、前記出力部は、前記主蒸気の圧力を検出する圧力センサであってもよい。

このようにすることで、圧力センサで検出した主蒸気の圧力に応じて蒸気ダンプ弁の設定圧力を適切に設定することができる。

【0012】

本発明の一態様の排熱回収装置において、前記出力部は、前記内燃機関の出力と該出力に応じて変動する設計蒸気圧力との対応関係を示すテーブル情報に基づいて、前記内燃機関の出力に対応する前記設計蒸気圧力を前記第1圧力として出力するものであってもよい。

このようにすることで、例えば、蒸気タービンの停止時等の主蒸気の圧力を直接的に検出することができない場合であっても、予め作成したテーブル情報を参照して現在の内燃機関の出力に対応する設計蒸気圧力を適切に設定することができる。

【0013】

また、本発明の一態様の内燃機関システムは、内燃機関と、上述の排熱回収装置とを備えている。

上述の排熱回収装置を備えているので、汽水分離器の主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるように調整弁の開度を制御する場合であっても、蒸気タービンの起動時間を短縮可能な内燃機関システムを提供することができる。

【0014】

また、本発明の船舶は、上述の内燃機関システムを備えている。

上述の内燃機関システムを備えているので、汽水分離器の主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるように調整弁の開度を制御する場合であっても、蒸気タービンの起動時間を短縮可能な船舶を提供することができる。

【0015】

また、本発明の一態様の排熱回収装置の制御方法は、内燃機関から排出された排ガスから熱回収することにより生成される主蒸気によって駆動される蒸気タービンを備える排熱回収装置の制御方法であって、汽水分離器に導かれる前記主蒸気の圧力である第1圧力を出力する出力工程と、前記出力工程が出力する前記主蒸気の圧力が設定圧力以上となる場合に開状態とし、前記出力工程が検出する前記主蒸気の圧力が設定圧力未満となる場合に閉状態とするよう前記汽水分離器に接続される蒸気ダンプ弁を制御する制御工程とを備え、前記制御工程が、前記第1圧力以上かつ該第1圧力に一定圧力を加算した第2圧力以下となるように前記第1圧力に応じて変動する前記設定圧力を設定し、前記汽水分離器の前記主蒸気の圧力の単位時間あたりの圧力低下量が一定量以下となるように前記汽水分離器から前記蒸気タービンへ流入する前記主蒸気の流量を調整する調整弁の開度を制御する。

【発明の効果】

【0016】

本発明によれば、汽水分離器の主蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるように調整弁の開度を制御する場合であっても、蒸気タービンの起動時間を短縮可能とした排熱回収装置、内燃機関システムおよび船舶、並びに排熱回収装置の制御方法を提供することができる。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 7 】

【図 1】内燃機関システムの一実施形態を示した概略構成図である。

【図 2】ディーゼル主機出力に対するガバナ弁および蒸気ダンプ弁の開度を示す図である。

【図 3】図 1 に示す制御部が実行する蒸気ダンプ弁の設定圧力の設定処理を示すフローチャートである。

【図 4】蒸気タービンの運転中にディーゼル主機出力に対して設定される蒸気ダンプ弁の設定圧力を示す図である。

【図 5】蒸気タービンの停止中にディーゼル主機出力に対して設定される蒸気ダンプ弁の設定圧力を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 8 】

以下に、本発明にかかる実施形態について、図面を参照して説明する。

図 1 に示す船舶に設置されたディーゼル機関システム（内燃機関システム）は、ディーゼル主機（内燃機関）100と、ディーゼル主機100の排ガスによって駆動される過給機200と、ディーゼル主機100から排出される熱を回収して発電する排熱回収装置300とを備える。

【 0 0 1 9 】

ディーゼル主機100は、船舶推進用のプロペラ110を駆動する。ディーゼル主機100へ供給される圧縮空気は、ディーゼル主機100の排ガスによって駆動される過給機200から導かれる。

過給機200は、同軸上に設けられたタービン210と圧縮機220とを有する。タービン210は、ディーゼル主機100から排出された排ガスによって回転駆動されるようになっている。タービン210が駆動されると、同軸上に設けられた圧縮機220が回転して空気を圧縮する。

タービン210の下流側は、排ガス管L1によって後述する排ガスエコノマイザ10に接続されている。

【 0 0 2 0 】

排熱回収装置300は、排ガスエコノマイザ10と、汽水分離器20と、ボイラ水循環ポンプ25と、圧力センサ（出力部）27と、蒸気タービン30と、ガバナ弁（調整弁）35と、発電機40と、復水器50と、復水ポンプ55と、蒸気ダンプ弁60と、船内雑用蒸気調整弁70と、遮断機80と、制御部90とを備える。

【 0 0 2 1 】

排ガスエコノマイザ10は、ディーゼル主機100から排出された排ガスから熱回収することによって蒸気タービン30を駆動する主蒸気となる過熱蒸気を生成する装置である。排ガスエコノマイザ10は、その煙道内に過熱器11と蒸発器12とを有している。過熱器11および蒸発器12は、排ガスエコノマイザ10内を下から上（排ガス流れの上流側から下流側）に向かって順番に平行に据え付けられた伝熱管により構成されている。排ガスエコノマイザ10の煙道内には、高温の排ガスが流れ、その下流側に接続された煙突（図示略）を経て大気に放出される。過熱器11には、汽水分離器20の上部から飽和蒸気が導かれる。蒸発器12には、汽水分離器20の下部からボイラ水循環ポンプ25により水が導かれる。

【 0 0 2 2 】

汽水分離器20は、蒸発器12から導かれる水分を含む湿り蒸気を、蒸気と水とに分離する装置である。汽水分離器20内は、水と蒸気が上下にそれぞれ分離して収容されている。汽水分離器20には、復水器50から復水ポンプ55を介して水が供給される。汽水分離器20内の水は、ボイラ水循環ポンプ25によって蒸発器12に導かれる。汽水分離器20には、蒸発器12からの水分を含んだ湿り蒸気が導かれ水と蒸気とに分離される。分離された飽和蒸気は、過熱器11に導かれ過熱蒸気とされる。過熱器11にて生成され

た過熱蒸気は、過熱蒸気供給管 L 2 を介して蒸気タービン 3 0 へと導かれる。

【 0 0 2 3 】

圧力センサ 2 7 は、過熱蒸気供給管 L 2 に設けられており、過熱蒸気供給管 L 2 内の過熱蒸気の圧力を検出する。図 1 に示す圧力センサ 2 7 は、過熱器 1 1 から導かれる過熱蒸気の圧力を検出するものであるが、過熱蒸気の圧力は汽水分離器 2 0 内の蒸気の圧力と略同等である。そのため、圧力センサ 2 7 は、汽水分離器 2 0 内の蒸気の圧力（第 1 圧力）を出力するものである。

なお、過熱蒸気圧力を検出する圧力センサ 2 7 の設置位置は、排ガスエコノマイザ 1 0 にて生成された過熱蒸気の圧力を検出できる位置であれば良い。

【 0 0 2 4 】

蒸気タービン 3 0 の上流側には、ガバナ弁 3 5 が設けられ、その上流側に更に主塞止弁（図示略）が設けられている。蒸気タービン 3 0 を運転する場合には、主塞止弁が開状態とされ、蒸気タービン 3 0 を運転しない場合には主塞止弁が閉状態とされる。

ガバナ弁 3 5 は、蒸気タービン 3 0 を運転する場合に、汽水分離器 2 0 から蒸気タービン 3 0 へ流入する過熱蒸気の流量を調整する装置である。ガバナ弁 3 5 の開度は、制御部 9 0 により制御される。

【 0 0 2 5 】

蒸気タービン 3 0 は、ガバナ弁 3 5 を介して導かれた過熱蒸気によって回転駆動される装置である。蒸気タービン 3 0 の回転軸（図示略）に与えられた回転出力は、回転軸に連結された発電機 4 0 に伝達される。

発電機 4 0 は、蒸気タービン 3 0 から伝達された回転出力によって駆動されて発電する。発電機 4 0 の電気出力は、出力電線 4 1 及び遮断機 8 0 を介して船内電力系統 4 0 0 へと導かれる。遮断機 8 0 が出力電線 4 1 と船内電力系統 4 0 0 とを接続する供給状態（オン状態）と、遮断機 8 0 が出力電線 4 1 と船内電力系統 4 0 0 との接続を遮断する供給停止状態（オフ状態）とは、制御部 9 0 によって切り替えられる。制御部 9 0 は、発電機 4 0 が発生する電力の周波数が船内電力系統 4 0 0 の系統周波数に到達した場合に、遮断機 8 0 をオフ状態からオン状態に切り替える。

【 0 0 2 6 】

復水器 5 0 は、蒸気タービン 3 0 にて仕事を終えた蒸気と蒸気ダンプ弁 6 0 から導かれる蒸気とを凝縮して液化する装置である。復水器 5 0 により液化された復水は、復水ポンプ 5 5 によって汽水分離器 2 0 へと導かれる。

【 0 0 2 7 】

蒸気ダンプ弁 6 0 は、蒸気配管 L 3 を介して汽水分離器 2 0 の上部に接続されている。蒸気ダンプ弁 6 0 は、制御部 9 0 により、汽水分離器 2 0 内の蒸気の圧力（第 1 圧力）が設定圧力以上となる場合に開状態となり、汽水分離器 2 0 内の蒸気の圧力が設定圧力未満となる場合に閉状態となるように制御される。蒸気ダンプ弁 6 0 の設定圧力は、制御部 9 0 により設定される。蒸気ダンプ弁 6 0 は、蒸気配管 L 3 内の蒸気すなわち汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力が設定圧力未満となるように過剰な蒸気を復水器 5 0 へ導く。

【 0 0 2 8 】

船内雑用蒸気調整弁 7 0 は、蒸気配管 L 3 を介して汽水分離器 2 0 の上部に接続されている。船内雑用蒸気調整弁 7 0 は、汽水分離器 2 0 内の蒸気を抽気して船内船用蒸気として供給する。船内雑用蒸気調整弁 7 0 の開度は、制御部 9 0 により制御される。

【 0 0 2 9 】

制御部 9 0 は、排熱回収装置 3 0 0 の各部を制御する装置である。制御部 9 0 には、圧力センサ 2 7 が出力する圧力信号が伝達される。また、制御部 9 0 は、ガバナ弁 3 5 と蒸気ダンプ弁 6 0 と船内雑用蒸気調整弁 7 0 とに制御信号を伝達し、これらの弁の開度を制御する。

制御部 9 0 は、蒸気ダンプ弁 6 0 の設定圧力 P_s を設定し、圧力センサ 2 7 が出力する過熱蒸気の圧力が設定圧力 P_s 以上となる場合に開状態とし、圧力センサ 2 7 が出力する過熱蒸気の圧力が設定圧力 P_s 未満となる場合に閉状態とするよう蒸気ダンプ弁 6 0 を制

10

20

30

40

50

御する。制御部 90 による蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力 P_s の設定方法については、後述する。

【0030】

なお、制御部 90 は、例えば、CPU (Central Processing Unit)、RAM (Random Access Memory)、ROM (Read Only Memory)、及びコンピュータ読み取り可能な記憶媒体等から構成されている。そして、各種機能を実現するための一連の処理は、一例として、プログラムの形式で記憶媒体等に記憶されており、このプログラムを CPU が RAM 等に読み出して、情報の加工・演算処理を実行することにより、各種機能が実現される。なお、プログラムは、ROM やその他の記憶媒体に予めインストールしておく形態や、コンピュータ読み取り可能な記憶媒体に記憶された状態で提供される形態、有線又は無線による通信手段を介して配信される形態等が適用されてもよい。コンピュータ読み取り可能な記憶媒体とは、磁気ディスク、光磁気ディスク、CD-ROM、DVD-ROM、半導体メモリ等である。

10

【0031】

次に、上述した内燃機関システムの制御方法について説明する。

ディーゼル主機 100 が運転を開始すると、過給機 200 にて圧縮された圧縮空気がディーゼル主機 100 へと供給され、図示しない燃料とともに筒内にて燃焼が行われる。ディーゼル主機 100 にて燃焼が行われた後の排ガスは、過給機 200 のタービン 210 を経て排ガス管 L1 を通り排ガスエコノマイザ 10 へと導かれる。排ガスは、排ガスエコノマイザ 10 内を通過する際に過熱器 11 及び蒸発器 12 と熱交換をする。蒸発器 12 に導かれた水は、排ガスと熱交換することによって湿り蒸気となる。この湿り蒸気は、汽水分離器 20 に導かれて水分が分離された後、排ガスエコノマイザ 10 の過熱器 11 に導かれる。過熱器 11 に導かれた蒸気は、排ガスと熱交換することによって過熱蒸気となる。

20

【0032】

過熱器 11 により生成された過熱蒸気は、過熱蒸気供給管 L2 に導かれる。過熱蒸気供給管 L2 に導かれた過熱蒸気は、主塞止弁 (図示略) およびガバナ弁 35 を経て蒸気タービン 30 に供給される。蒸気タービン 30 は、導かれた蒸気によって回転駆動され、この回転出力が発電機 40 へと伝達される。発電機 40 では、蒸気タービン 30 から得られた回転出力によって発電し、その発電出力を出力電線 41 及び遮断機 80 を介して船内電力系統 400 へと供給する。

30

【0033】

次に、制御部 90 によるガバナ弁 35 および蒸気ダンプ弁 60 の開度制御について説明する。

制御部 90 は、ディーゼル主機 100 が運転を開始して汽水分離器 20 内の蒸気の圧力が蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力 P_s に到達すると、汽水分離器 20 の蒸気の圧力を設定圧力 P_s 未満とするために蒸気ダンプ弁 60 を開状態とする。

図 2 に示すように、制御部 90 は、ディーゼル主機 100 の出力 (最大出力を 100% とした場合の出力の割合) が 40% に至るまでは、蒸気ダンプ弁 60 の開度を全開状態となる 100% に維持する。これは、ディーゼル主機 100 の出力が 30% 未満である場合にガバナ弁 35 が閉状態となって汽水分離器 20 から蒸気タービン 30 へ蒸気が導かれず、汽水分離器 20 の蒸気の圧力が蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力に到達しているためである。

40

【0034】

一方、制御部 90 は、ディーゼル主機 100 の出力が 40% を超えると、ディーゼル主機 100 の出力の増加に応じて蒸気ダンプ弁 60 の開度を漸次減少させる。制御部 90 は、ディーゼル主機 100 の出力が 45% 以上となる領域では、蒸気ダンプ弁 60 の開度を全閉状態となる 0% に維持する。

【0035】

なお、図 2 に示す例は、蒸気タービン 30 の急停止等が発生しない通常の運転状態における蒸気ダンプ弁 60 の開度を示したものである。蒸気タービン 30 の急停止等が発生し

50

、汽水分離器 20 の蒸気の圧力が急上昇する場合には、ディーゼル主機 100 の出力が 45 % 以上となる領域であっても蒸気ダンプ弁 60 が開状態となる。

制御部 90 は、ディーゼル主機 100 の出力が所定出力（図 2 に示す例では 30 % ）に到達すると、ガバナ弁 35 の開度を全閉状態の 0 % から徐々に増加させる。

【 0036 】

ここで、制御部 90 は、1 分間（単位時間）あたりの開度の増加量を一定量以下に制限するようにガバナ弁 35 を制御する。これは、汽水分離器 20 の蒸気の単位時間あたりの圧力低下を一定量以下に制限して、キャピテーションの発生を防止するためである。このように、本実施形態の制御部 90 は、圧力センサ 27 が出力する蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるようにガバナ弁 35 の開度を制御するものである。

10

なお、汽水分離器 20 の蒸気の 1 分間（単位時間）あたりの圧力低下量の上限值は、例えば、 0.1 kg/cm^2 とするのが好ましい。

【 0037 】

図 2 に示すように、制御部 90 は、ディーゼル主機 100 の出力が増加するのに応じて、1 分間（単位時間）あたりの開度の増加量を一定量以下に維持しながらガバナ弁 35 の開度を漸次増加させる。図 2 に示す例で、制御部 90 は、ディーゼル主機 100 の出力が 55 % を超える場合に、全開状態である 100 % の開度となるようにガバナ弁 35 の開度を制御する。

【 0038 】

ディーゼル主機 100 の出力が 55 % を超える場合に、ガバナ弁 35 を全開としているのは、ガバナ弁 35 の開度を 100 % 未満とする場合に発生する絞り損失（スロットルロス）を無くすためである。一般に、絞り損失（スロットルロス）を無くすためにガバナ弁 35 を全開して運転することを、変圧運転と呼ぶ。変圧運転においては、ディーゼル主機 100 の出力が一定出力（例えば、55 % ）を超える場合にディーゼル主機 100 の出力に応じて蒸気タービン 30 へ流入する過熱蒸気の圧力が変化する。

20

【 0039 】

次に、図 3 のフローチャートおよび図 4、図 5 を参照して、図 1 に示す制御部 90 が実行する蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力 P_s の設定処理を説明する。

ステップ S301 において、制御部 90 は、発電機 40 が発生する電力の周波数が船内電力系統 400 の系統周波数に到達し、遮断機 80 をオフ状態からオン状態に切り替えたかどうかを判定する。制御部 90 は、遮断機 80 がオン状態であると判断した場合（ステップ S301 で YES）、ステップ S302 に処理を進める。遮断機 80 がオン状態となる場合には、ガバナ弁 35 が開状態となって蒸気タービン 30 の起動が開始されている。

30

【 0040 】

ステップ S302 において、制御部 90 は、蒸気ダンプ弁 60 が全閉状態かどうかを判定する。制御部 90 は、蒸気ダンプ弁 60 が全閉状態であると判断した場合（ステップ S302 で YES）、ステップ S303 に処理を進める。蒸気ダンプ弁 60 が全閉状態である場合には、ガバナ弁 35 が開状態となって汽水分離器 20 の蒸気の圧力が蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力未満となっている。

【 0041 】

ステップ S303 において、制御部 90 は、遮断機 80 がオン状態であり、かつ蒸気ダンプ弁 60 が全閉状態であることから、蒸気タービン 30 が運転中であると判断する。制御部 90 は、運転モードにより蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力 P_s を設定する。

40

【 0042 】

ステップ S304 において、制御部 90 は、遮断機 80 がオフ状態であるか、あるいは蒸気ダンプ弁 60 が開状態であることから、蒸気タービン 30 が停止中であると判断する。制御部 90 は、停止モードにより蒸気ダンプ弁 60 の設定圧力 P_s を設定する。

なお、制御部 90 は、蒸気タービン 30 が緊急停止して遮断機 80 がオン状態からオフ状態に切り替えられた場合には、ステップ S301 で NO と判定して運転モードを停止モードに切り替える。すなわち、制御部 90 は、図 5 に示す設定圧力 P_{s2} と実蒸気圧力 P

50

aにより蒸気ダンプ弁60の開閉状態を制御するモードを、図4に示す設定圧力 P_{s1} と設計蒸気圧力 P_d により蒸気ダンプ弁60の開閉状態を制御するモードへ切り替える。

【0043】

以下、制御部90が設定圧力 P_s を設定する運転モードおよび停止モードについて説明する。

まず始めに、図4を参照して停止モードについて説明する。

図4に実線で示す圧力（以下、設定圧力 P_{s1} という。）は、制御部90が停止モードにおいて設定する蒸気ダンプ弁60の設定圧力である。図4に一点鎖線で示す圧力（以下、設計蒸気圧力 P_d という。）は、ディーゼル主機100の出力と出力に応じて変動する設計蒸気圧力 P_d との対応関係を示すテーブル情報から得られる圧力の一例である。図4に二点鎖線で示す圧力（以下、設定圧力 P_{ref} という。）は、蒸気ダンプ弁60の設定圧力の比較例である。図4に示す比較例は、蒸気ダンプ弁60が開状態となる設定圧力をディーゼル主機100の出力によらずに一定値に設定する例である。

【0044】

なお、設定圧力 P_{ref} は、ディーゼル主機100の出力が100%となる場合の設計蒸気圧力 P_d よりも更に十分に高い圧力値 P_3 となっている。これは、排熱回収装置300が通常運転する場合の設計蒸気圧力 P_d よりも十分に高い圧力値 P_3 に設定圧力 P_{ref} を設定することにより、排熱回収装置300の通常運転中に蒸気が蒸気ダンプ弁60から流出しないようにするためである。これは、排熱回収装置300に異常（蒸気圧力の急上昇）が発生しない限りは、蒸気が無駄にしないという設計思想に基づくものである。この従来の設計思想は、汽水分離器から導かれる蒸気を復水器等へ導かず、蒸気の全量を船用雑用蒸気等として利用するという思想である。

【0045】

ここで、設計蒸気圧力 P_d は、ディーゼル主機100の出力と出力に応じて変動する設計蒸気圧力 P_d との対応関係を示すテーブル情報から得られる圧力である。このテーブル情報は、一定の環境条件において予め測定したディーゼル主機100の出力とその出力に対して得られる汽水分離器20の蒸気の圧力との関係に対応付ける情報である。テーブル情報は、制御部90の記憶部（図示略）に予め記憶されている。

【0046】

図4に示すように、制御部90が蒸気タービン30の停止中に蒸気ダンプ弁60に設定する設定圧力 P_{s1} は、設計蒸気圧力（第1圧力） P_d に一定圧力 P_c を加算した圧力（第2圧力）となっている。図4に示す例では、ディーゼル主機100の出力の値にかかわらず、常に設計蒸気圧力 P_d に一定圧力 P_c を加算した圧力を設定圧力 P_{s1} としている。

【0047】

ここで、制御部90が設定圧力 P_{ref} を設定する場合と、設定圧力 P_{s1} を設定する場合との差異について説明する。ここでは、一例として、ディーゼル主機100の出力が55%に到達したことに応じて蒸気タービン30を起動する場合について説明する。

【0048】

制御部90が設定圧力 P_{ref} を設定する場合、ディーゼル主機100の出力が55%に到達してからガバナ弁35を全閉状態から開け始めるが、この時点における汽水分離器20の蒸気の圧力は圧力値 P_3 となっている。したがって、キャビテーションの発生を防止するために汽水分離器20の蒸気の1分間（単位時間）あたりの圧力低下量を P_{dif} [kg/cm^2]とした場合、ガバナ弁35を全閉状態から全開状態に切り替えるのに要する時間は、 $(P_3 - P_1) / P_{dif}$ [分]となる。ここで、 P_1 は、ディーゼル主機100の出力が55%である場合の設計蒸気圧力 P_d の圧力値である。

【0049】

一方、制御部90が設定圧力 P_{s1} を設定する場合、ディーゼル主機100の出力が55%に到達してからガバナ弁35を全閉状態から開け始めるが、この時点における汽水分離器20の蒸気の圧力は圧力値 P_2 となっている。これは、図5に示すように、ディーゼ

ル主機 100 の出力が 55% である場合の設定圧力 P_{s1} が圧力値 P_2 となっているためである。

したがって、キャピテーションの発生を防止するために汽水分離器 20 の蒸気の 1 分間（単位時間）あたりの圧力低下量を $P_{dif} [kg/cm^2]$ とした場合、ガバナ弁 35 を全閉状態から全開状態に切り替えるのに要する時間は、 $(P_2 - P_1) / P_{dif} [分]$ となる。

【0050】

このように、制御部 90 が設定圧力 P_{ref} を設定する場合にガバナ弁 35 を全閉状態から全開状態に切り替えるのに要する時間が $(P_3 - P_1) / P_{dif} [分]$ である。一方で、制御部 90 が設定圧力 P_{s1} を設定する場合にガバナ弁 35 を全閉状態から全開状態に切り替えるのに要する時間が $(P_2 - P_1) / P_{dif} [分]$ である。よって、制御部 90 が設定圧力 P_{s1} を設定する場合の方が、ガバナ弁 35 を全閉状態から全開状態に切り替えるのに要する時間が、 $(P_3 - P_2) / P_{dif} [分]$ だけ短縮される。

【0051】

また、図 4 に示す例では、ディーゼル主機 100 の出力の値にかかわらず、常に設計蒸気圧力 P_d に一定圧力 P_c を加算した圧力を設定圧力 P_{s1} とするものとしたが、他の態様であってもよい。例えば、設計蒸気圧力 P_d の値そのものを設定圧力 P_{s1} として設定してもよい。

【0052】

また例えば、設計蒸気圧力 P_d に加算する圧力をディーゼル主機 100 の出力の値に応じて異ならせるようにしてもよい。この場合、設計蒸気圧力 P_d に加算する圧力は、0 以上かつ一定圧力 P_c 以下の範囲とする。つまり、制御部 90 は、設計蒸気圧力 P_d 以上かつ設計蒸気圧力 P_d に一定圧力 P_c を加算した圧力以下となるように、設計蒸気圧力 P_d に応じて変動する設定圧力 P_{s1} を設定するようにしてもよい。

なお、一定圧力 P_c を 0 よりも大きい適切な値に設定することにより、設計蒸気圧力 P_d の値と設定圧力 P_{s1} の値とが一致または近接することによりハンチング現象（蒸気ダンブ弁 60 が開閉を繰り返すことによる振動現象）が発生する不具合を抑制することができる。

【0053】

次、図 5 を参照して運転モードについて説明する。

制御部 90 が設定する運転モードは、蒸気タービン 30 の運転中に蒸気ダンブ弁 60 に設定圧力 P_s を設定するモードである。

図 5 に実線で示す圧力（以下、設定圧力 P_{s2} という。）は、制御部 90 が運転モードにおいて設定する蒸気ダンブ弁 60 の設定圧力である。図 5 に一点鎖線で示す圧力（以下、実蒸気圧力 P_a という。）は、圧力センサ 27 から制御部 90 に出力される圧力の一例である。図 5 に二点鎖線で示す圧力（以下、設定圧力 P_{ref} という。）は、蒸気ダンブ弁 60 の設定圧力の比較例である。図 5 に示す比較例は、図 4 に示す比較例と同様である。

【0054】

なお、設定圧力 P_{ref} は、ディーゼル主機 100 の出力が 100% となる場合の実蒸気圧力 P_a よりも更に十分に高い圧力値 P_3 となっている。これは、排熱回収装置 300 が通常運転する場合の実蒸気圧力 P_a よりも十分に高い圧力値 P_3 に設定圧力 P_{ref} を設定することにより、排熱回収装置 300 の通常運転中に蒸気が蒸気ダンブ弁 60 から流出しないようにするためである。これは、排熱回収装置 300 に異常（蒸気圧力の急上昇）が発生しない限りは、蒸気を無駄にしないという設計思想に基づくものである。

【0055】

図 5 に示すように、制御部 90 が蒸気タービン 30 の運転中に蒸気ダンブ弁 60 に設定する設定圧力 P_{s2} は、実蒸気圧力（第 1 圧力） P_a に一定圧力 P_c を加算した圧力（第 2 圧力）となっている。図 5 に示す例では、ディーゼル主機 100 の出力の値にかかわらず、常に実蒸気圧力 P_a に一定圧力 P_c を加算した圧力を設定圧力 P_{s2} としている。

【 0 0 5 6 】

なお、以上において、制御部 9 0 は、実蒸気圧力 P_a に一定圧力 P_c を加算した圧力を設定圧力 P_{s2} として設定するものとした。ここで制御部 9 0 は、設定圧力 P_{s2} を少なくとも一定時間内は更新しないものとする。これは、設定圧力 P_{s2} を実時間で更新することにより、実蒸気圧力 P_a の急上昇に伴って設定圧力 P_{s2} が急上昇し、蒸気ダンプ弁 6 0 による過剰蒸気の排出がなされない不具合を避けるためである。

【 0 0 5 7 】

また、図 5 に示す例では、ディーゼル主機 1 0 0 の出力の値にかかわらず、常に実蒸気圧力 P_a に一定圧力 P_c を加算した圧力を設定圧力 P_{s2} とするものとしたが、他の態様であってもよい。

10

例えば、実蒸気圧力 P_a の値そのものを設定圧力 P_{s2} として設定してもよい。

【 0 0 5 8 】

また例えば、実蒸気圧力 P_a に加算する圧力をディーゼル主機 1 0 0 の出力の値に応じて異ならせるようにしてもよい。この場合、実蒸気圧力 P_a に加算する圧力は、0 以上かつ一定圧力 P_c 以下の範囲とする。つまり、制御部 9 0 は、実蒸気圧力 P_a 以上かつ実蒸気圧力 P_a に一定圧力 P_c を加算した圧力以下となるように、実蒸気圧力 P_a に応じて変動する設定圧力 P_{s2} を設定するようにしてもよい。

なお、一定圧力 P_c を 0 よりも大きい適切な値に設定することにより、実蒸気圧力 P_a の値と設定圧力 P_{s2} の値とが一致または近接することによりハンチング現象（蒸気ダンプ弁 6 0 が開閉を繰り返すことによる振動現象）が発生する不具合を抑制することができる。

20

【 0 0 5 9 】

なお、図 4 および図 5 で説明した圧力値 P_1 , P_2 , P_3 の値は、例えば、 $P_1 = 5.5$ [kg / cm^2] , $P_2 = 7.0$ [kg / cm^2] , $P_3 = 13.0$ [kg / cm^2] である。また、一定圧力 P_c の値として、 2.5 [kg / cm^2] 以下の範囲の任意の値（例えば、 1.5 [kg / cm^2] ）を採用することができる。なお、 1.5 [kg / cm^2] の値は、ハンチング現象が発生する不具合を確実に抑制することが可能な値の一例である。

【 0 0 6 0 】

以上説明した本実施形態が奏する作用および効果について説明する。

30

本実施形態の排熱回収装置 3 0 0 によれば、汽水分離器 2 0 の蒸気（主蒸気）の圧力は、制御部 9 0 がテーブル情報から取得する設計蒸気圧力 P_d あるいは圧力センサ 2 7 が出力する実蒸気圧力 P_a と同じかそれよりも一定圧力 P_c が加算された圧力（第 2 圧力）以下の範囲に維持される。汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力はディーゼル主機 1 0 0 の出力によって変動するが、制御部 9 0 が汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力に応じて蒸気ダンプ弁 6 0 の設定圧力 P_{s1} , P_{s2} を適切に設定する。そのため、汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力は、ディーゼル主機 1 0 0 の出力に応じた適切な範囲内に維持される。これにより、蒸気ダンプ弁 6 0 の設定圧力 P_{s1} , P_{s2} をディーゼル主機 1 0 0 の出力によらずに一定値に設定する場合に比べ、ディーゼル主機 1 0 0 の出力に対して汽水分離器 2 0 内の蒸気の圧力が高く維持されることが防止される。よって、汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるようにガバナ弁 3 5 の開度を制御する場合であっても、蒸気タービン 3 0 の起動時間の短縮が可能となる。

40

【 0 0 6 1 】

本実施形態の排熱回収装置 3 0 0 においては、制御部 9 0 が、汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるようにガバナ弁 3 5 の開度を制御する。

このようにすることで、汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるため、汽水分離器 2 0 内の水の圧力がその水の温度における飽和蒸気圧を下回らないように維持され、キャビテーションの発生が抑制される。

【 0 0 6 2 】

50

また、本実施形態の内燃機関システムは、ディーゼル主機 1 0 0 と、上述の排熱回収装置 3 0 0 とを備えている。

上述の排熱回収装置 3 0 0 を備えているので、汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるようにガバナ弁 3 5 の開度を制御する場合であっても、蒸気タービン 3 0 の起動時間を短縮可能な内燃機関システムを提供することができる。

【 0 0 6 3 】

また、本実施形態の船舶は、上述の内燃機関システムを備えている。

上述の内燃機関システムを備えているので、汽水分離器 2 0 の蒸気の圧力の単位時間あたりの変動が所定圧力以下となるようにガバナ弁 3 5 の開度を制御する場合であっても、蒸気タービン 3 0 の起動時間を短縮可能な船舶を提供することができる。

10

【 符号の説明 】

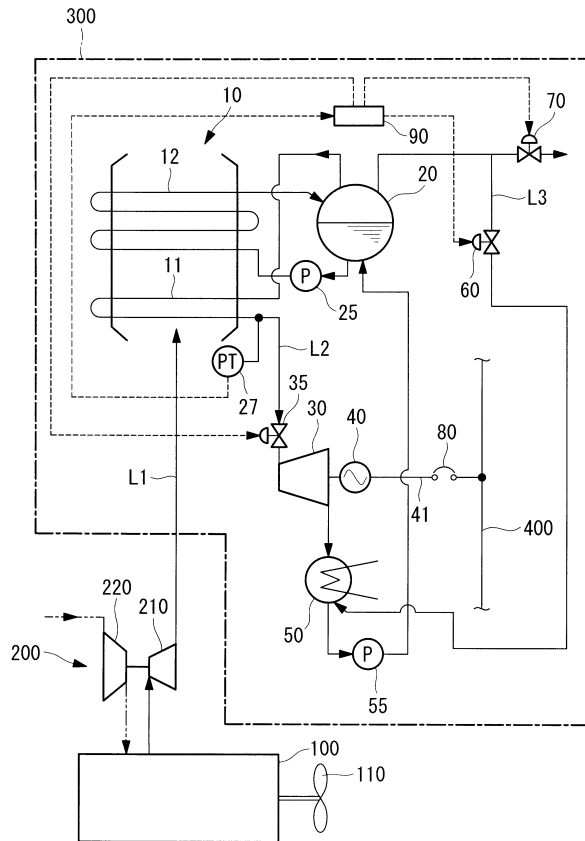
【 0 0 6 4 】

- 1 0 排ガスエコノマイザ
- 2 0 汽水分離器
- 2 5 ボイラ水循環ポンプ
- 2 7 圧力センサ（出力部）
- 3 0 蒸気タービン
- 3 5 ガバナ弁（調整弁）
- 4 0 発電機
- 5 0 復水器
- 5 5 復水ポンプ
- 6 0 蒸気ダンプ弁
- 7 0 船内雑用蒸気調整弁
- 8 0 遮断機
- 9 0 制御部
- 1 0 0 ディーゼル主機（内燃機関）
- 2 0 0 過給機
- 3 0 0 排熱回収装置
- 4 0 0 船内電力系統
- L 1 排ガス管
- L 2 過熱蒸気供給管
- L 3 蒸気配管
- P a 実蒸気圧力
- P d 設計蒸気圧力
- P s 1 , P s 2 設定圧力

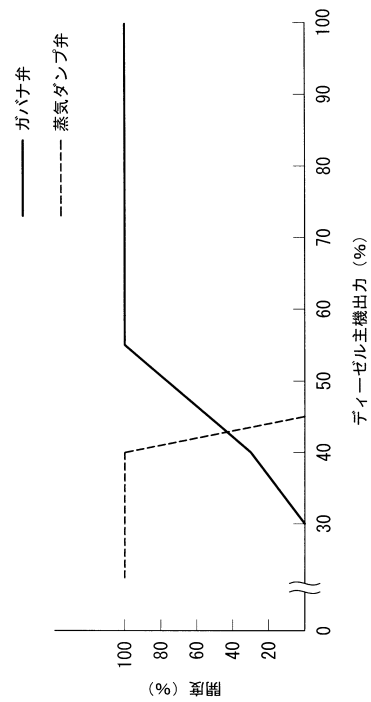
20

30

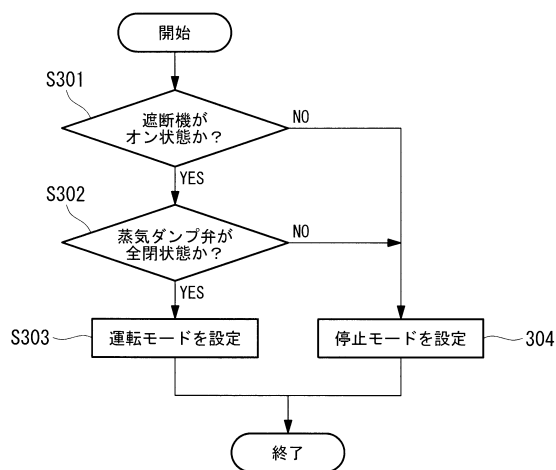
【 図 1 】



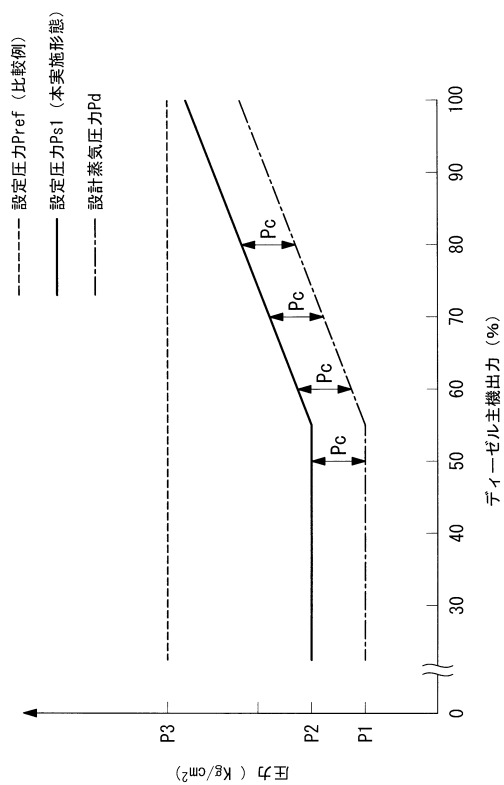
【 図 2 】



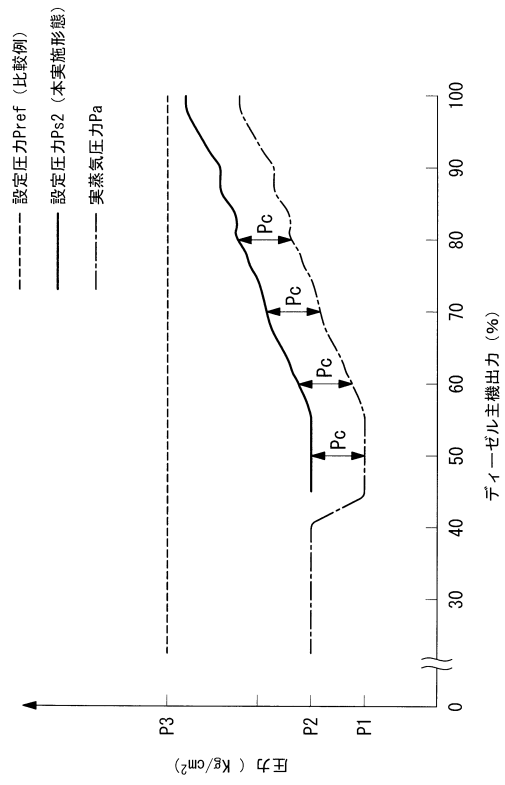
【圖 3】



【 図 4 】



【図 5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 G 5/02 B
F 0 1 D 15/04

審査官 中村 大輔

(56)参考文献 特開 2 0 1 5 - 2 3 2 2 9 4 (J P , A)
特開平 0 7 - 2 2 9 4 0 5 (J P , A)
特開平 1 0 - 1 0 3 0 2 0 (J P , A)
特開平 0 8 - 2 0 0 0 1 6 (J P , A)
特開 2 0 1 3 - 1 5 1 8 8 7 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 0 1 K 2 3 / 1 0
F 0 1 D 1 5 / 0 4
F 0 1 D 1 7 / 0 0
F 0 2 G 5 / 0 2