

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第3916511号
(P3916511)

(45) 発行日 平成19年5月16日(2007.5.16)

(24) 登録日 平成19年2月16日(2007.2.16)

(51) Int.Cl.

F I

FO4B 39/06 (2006.01)

FO4B 39/06 M

FO4C 29/02 (2006.01)

FO4C 29/02 321B

請求項の数 2 (全 8 頁)

(21) 出願番号	特願2002-161721 (P2002-161721)	(73) 特許権者	000001199
(22) 出願日	平成14年6月3日(2002.6.3)		株式会社神戸製鋼所
(65) 公開番号	特開2004-11427 (P2004-11427A)		兵庫県神戸市中央区脇浜町二丁目10番2
(43) 公開日	平成16年1月15日(2004.1.15)		6号
審査請求日	平成16年9月22日(2004.9.22)	(74) 代理人	100089196
			弁理士 梶 良之
		(74) 代理人	100104226
			弁理士 須原 誠
		(72) 発明者	中村 元
			兵庫県加古郡播磨町新島41番地 株式会
			社神戸製鋼所 播磨汎用圧縮機工場内
		(72) 発明者	戸塚 順一朗
			兵庫県加古郡播磨町新島41番地 株式会
			社神戸製鋼所 播磨汎用圧縮機工場内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油冷式圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機本体と、この圧縮機本体の吐出口から延びる吐出流路に油分離手段が設けられ、この油分離手段と前記圧縮機本体の油供給部位とが連通可能に構成され、前記油分離手段で分離された油を前記圧縮機本体に供給する油供給流路を有する油冷式圧縮機において、前記油供給流路を、その途中から第一供給流路部と第二供給流路部とに分岐させ、前記第一供給流路部に開閉手段を介装し、前記吐出流路に吐出圧力を検出する圧力検出手段を設けると共に、この圧力検出手段で検出された吐出圧力と、所定圧力値との相関に基づいて前記開閉手段を開閉制御する制御手段を設けたことを特徴とする油冷式圧縮機。

【請求項2】

前記第一供給流路部と第二供給流路部との前記圧縮機本体への連通部のノズル面積を S_1 、 S_2 とし、吐出圧力 P_d が最高吐出圧力 P_{dmax} のときの吐出温度 T_d が下限吐出温度 T_{dmin} となる油量が q_0 であり、この状態から吐出圧力 P_d を低下させて吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} になったときの吐出圧力 P_d が P_1 、油量が q_1 であり、吐出圧力 P_d が最低吐出圧力 P_{dmin} のときの吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} になる油量が q_3 であるとき、前記 S_1 、 S_2 は、常数 C_1 を含む算式 $q_1 = C_1 \times S_1 \times (P_1)^{1/2}$ 、および $q_3 = C_1 \times (S_1 + S_2) \times (P_{dmin})^{1/2}$ が成立するよう設定されてなることを特徴とする請求項1に記載の油冷式圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、圧縮機本体に潤滑、冷却、軸封のために油を供給するように構成された油冷式圧縮機に係り、特に、供給する油量を制御することにより、吐出ガスの吐出温度を適正に制御し得るようにした油冷式圧縮機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

潤滑、冷却、あるいは軸封のために、圧縮機本体に油を供給するように構成された油冷式圧縮機がある。以下、この従来例に係る油冷式圧縮機を、この油冷式圧縮機が油冷式スクリュ圧縮機である場合を例として、添付図面を順次参照しながら説明する。図4は油冷式スクリュ圧縮機の模式的系統図であり、図5は吐出圧力 P_d と圧縮機本体の動力 w との関

10

【0003】

先ず、従来例に係る油冷式スクリュ圧縮機を説明すると、図4に示す符号2は油冷式スクリュ圧縮機である。この油冷式スクリュ圧縮機2は、互いに嚙合する雌雄一對のスクリュロータ11を回転可能に収容した圧縮機本体12を備えている。この圧縮機本体12の吐出口からは吐出流路13が延びており、この吐出流路13には、油分離手段である油分離回収器14が介装されている。この油分離回収器14内の上部には油分離エレメント15が設けられており、そしてその下部は、前記油分離エレメント15により分離された油が溜まる油溜まり部16となっている。この油溜まり部16には、油冷却器17が介装され

20

てなる油供給流路18の一端側が接続されており、他端が圧縮機本体12に連通している。つまり、前記油分離回収器14の油溜まり部16から、前記油供給流路18を介して油冷却器17で冷却された油が圧縮機本体12内の、図示しないロータ室、軸受、軸封部に供給されるように構成されている。

【0004】

この油冷式スクリュ圧縮機2の圧縮機本体12に供給される油量 q は、この圧縮機本体12の吐出圧力 P_d に基づいて変化する。油量 q と吐出圧力 P_d との関係は、下記▲1▼式で示すとおりである。なお、圧縮機本体12への油供給流路18の連通部のノズル面積を S とする。

30

$$q = C_1 \times S \times (P_d)^{1/2} \quad \cdots \cdots \text{▲1▼}$$

上記▲1▼式において、 C_1 は定数である。

【0005】

また、圧縮機本体12の動力 w は、下記▲2▼式から算出することができる。

$$w = C_2 \times \{ (v_i - \kappa) / (\kappa - 1) \times P_s + P_d / v_i \} \quad \cdots \cdots \text{▲2▼}$$

上記▲2▼式において、 C_2 は定数、 v_i は内部容積比、 κ は空気の比熱比、 P_s は吸い込み圧である。圧縮機本体12の油量 q と動力 w とは、概略的には図5に示すようになる。

なお、吐出温度 T_d は、下記▲3▼式から算出することができる。

$$T_d = w / (C_3 \times q) + T_0 \quad \cdots \cdots \text{▲3▼}$$

上記▲3▼式において、 T_0 は給油温度、 C_3 は定数である。

40

【0006】

上記の▲1▼式、▲2▼式から、油量 q は吐出圧力 P_d の平方根と線形の関係にあるのに対して、動力 w は吐出圧力 P_d そのものと線形の関係にある。このような事実から、同量の吐出圧力 P_d の増減に対して、圧縮機本体に供給される油量 q の増減の比率が動力 w の増減よりも大きいといえる。さらに、上記▲3▼式から、定性的には、吐出圧力 P_d が低下すると、図6に示すように、吐出温度 T_d が上昇するといえる。

【0007】

なお、油冷式圧縮機の圧縮機本体の吐出圧力 P_d には、油冷式圧縮機の仕様の関係上、それより大とすることができない（あるいは大とまらない）最高吐出圧力 P_{dmax} が定められている。また、この最高吐出圧力 P_{dmax} と共に、油冷式圧縮機の仕様上、それより小とす

50

ることができない（あるいは小とならない）最低吐出圧力 P_{dmin} が定められている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、油冷式圧縮機の圧縮機本体の吐出口から吐出される吐出ガスの吐出温度 T_d には、望ましい上限吐出温度 T_{dmax} と、下限吐出温度 T_{dmin} とが定められている。一般に、上限吐出温度 T_{dmax} は油の劣化を防止するために定められている（例えば、 100°C ）。また、下限吐出温度 T_{dmin} は圧縮機本体の吐出側でのドレーンの析出を防止するために定められている（例えば、 80°C ）。

【0009】

ここで、上限吐出温度 T_{dmax} において、下限吐出温度 T_{dmin} を確保するために、その状態になるよう相応しい油量 q の値を決定して、その油量 q の状態で吐出圧力 P_d を低下させる。すると、上述の▲1▼式、▲2▼式、および▲3▼式で説明した理由によって、吐出温度 T_d が低下することになる。初期段階においては、下限吐出温度 T_{dmin} にされていることから、ある程度の温度上昇の場合には問題がない。しかしながら、それ以上の温度上昇が起こると、上限吐出温度 T_{dmax} の近くまで上昇し、場合によっては上限吐出温度 T_{dmax} を越えてしまう事態もあり得、圧縮機本体の運転に不具合が生じかねないという問題が生じる。

【0010】

油冷式圧縮機の圧縮機本体に供給する油の温度は、上限吐出温度 T_{dmax} よりも低温にするのは勿論のこと、なるべく低温で維持し続けることが油の劣化防止にとって望ましい。また、圧縮ガスからのドレーンの析出をなくするためにも、下限吐出温度 T_{dmin} よりも高温であって、かつ下限吐出温度 T_{dmin} の近傍の温度に維持することが望まれている。

【0011】

従って、本発明の目的は、吐出ガスの吐出温度を適正に保持することを可能ならしめる油冷式圧縮機を提供することである。

【0012】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記実情に鑑みてなされたものであって、従って上記課題を解決するために、本発明の請求項1に係る油冷式圧縮機が採用した手段は、圧縮機本体と、この圧縮機本体の吐出口から延びる吐出流路に油分離手段が設けられ、この油分離手段と前記圧縮機本体の油供給部位とが連通可能に構成され、前記油分離手段で分離された油を前記圧縮機本体に供給する油供給流路を有する油冷式圧縮機において、前記油供給流路を、その途中から第一供給流路部と第二供給流路部とに分岐させ、前記第一供給流路部に開閉手段を介装し、前記吐出流路に吐出圧力を検出する圧力検出手段を設けると共に、この圧力検出手段で検出された吐出圧力と、所定圧力値との相関に基づいて前記開閉手段を開閉制御する制御手段を設けたことを特徴とするものである。

【0013】

また、本発明の請求項2に係る油冷式圧縮機が採用した手段は、請求項1に記載の油冷式圧縮機において、前記第一供給流路部と第二供給流路部との前記圧縮機本体への連通部のノズル面積を S_1 、 S_2 とし、吐出圧力 P_d が最高吐出圧力 P_{dmax} のときの吐出温度 T_d が下限吐出温度 T_{dmin} となる油量が q_0 であり、この状態から吐出圧力 P_d を低下させて吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} になったときの吐出圧力 P_d が P_1 、油量が q_1 であり、吐出圧力 P_d が最低吐出圧力 P_{dmin} のときの吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} になる油量が q_3 であるとき、前記 S_1 、 S_2 は、常数 C_1 を含む算式 $q_1 = C_1 \times S_1 \times (P_1)^{1/2}$ 、および $q_3 = C_1 \times (S_1 + S_2) \times (P_{dmin})^{1/2}$ が成立するよう設定されてなることを特徴とするものである。

【0014】

従来例に係る油冷式圧縮機では、吐出圧力 P_d が低下すると単に吐出温度 T_d が上昇する。しかしながら、本発明の請求項1または2に係る油冷式圧縮機の場合には、圧縮機本体の吐出口から吐出される吐出ガスの吐出温度 T_d を、第一供給流路部に介装した開閉手段の

10

20

30

40

50

制御手段での開閉による油量 q の制御により、吐出圧力 P_d が所定圧力値、つまり P_1 になったときに段階的に変化させることができる。これにより吐出圧力 P_d が低下しても吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{max} を越えることがないから、油冷式圧縮機を安定して運転し続けることができる。そして、上限吐出温度 T_{dmax} を越えることに起因する運転上の種々の不具合の発生を未然に防止することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の本実施の形態に係る油冷式圧縮機を、油冷式圧縮機が油冷式スクリュ圧縮機である場合を例として、添付図面を順次参照しながら説明する。

図1は油冷式スクリュ圧縮機の模式的系統図、図2は吐出圧力 P_d と圧縮機本体の動力 w との関係、および吐出圧力 P_d と油量 q との関係説明グラフ図、図3は吐出圧力 P_d と吐出温度 T_d との関係説明グラフ図である。但し、図4に基づいて説明した従来例に係る油冷式スクリュ圧縮機と共通する部分については同一符号を付して、その相違する点について説明する。

【0016】

先ず、図1を参照しながら、本実施の形態に係る油冷式スクリュ圧縮機1を説明する。この油冷式スクリュ圧縮機1では、油供給流路18を、第一供給流路部19と第二供給流路部20に分岐させて形成してある。前記油供給流路18の前記第一供給流路部19と第二供給流路部20より上流、つまり油分離手段である油分離回収器14側の部分には油冷却器17が介装してある。そして、この油冷却器17により冷却した油を、圧縮機本体12のロータ室内の吸い込み側空間、軸受、および軸封部に供給し得るようになっている。前記油供給流路18の前記第一供給流路部19には開閉弁22が介装され、またこの由来式スクリュ圧縮機1の吐出流路13には、吐出圧力 P_d を検出する圧力検出手段である圧力計21が設けられている。

【0017】

前記圧力計21の圧力信号は、制御手段である制御機器23に入力されるようになっている。そして、圧力計21からの圧力信号を受信した制御機器23は、その内部において後述する演算を行い、前記開閉弁22に対してその演算結果に基づく開閉信号を送信するように構成されている。

【0018】

いま、前記油供給流路18の第一供給流路部19と第二供給流路部20の前記圧縮機本体12への連通部のノズル面積を S_1 、 S_2 とする。また、吸気ガスとしては空気を利用するものとする。ここで、吸気ガスである空気の温度が想定し得る状態（例えば、 40° ）において、吐出圧力 P_d が最高吐出圧力 P_{dmax} のときの吐出温度 T_d が下限吐出温度 T_{dmin} （例えば、 80°C ）となる油量が q_0 であるとする。この状態から吐出圧力 P_d を低下させて吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} （例えば、 100°C ）になったときの吐出圧力 P_d が P_1 、油量が q_1 であるとする。

【0019】

これら P_1 、 q_1 と S_1 との関係が以下のとおりとなるように、前記 S_1 が設定されている。

$$q_1 = C_1 \times S_1 \times (P_1)^{1/2} \quad (C_1; \text{定数})$$

さらに、吐出圧力 P_d が最低吐出圧力 P_{dmin} のときの吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} （例えば、 100°C ）になる油量が q_3 であるとする。この P_{dmin} 、 q_3 と S_1 とさらに S_2 との関係が以下のとおりとなるように、前記 S_2 が設定されている。

$$q_3 = C_1 \times (S_1 + S_2) \times (P_{dmin})^{1/2} \quad (C_1; \text{定数})$$

これを前提とした上で、吐出圧力 P_d の変化に基づき、より詳細には前記 P_1 を閾値（所定圧力値）として、この閾値 P_1 と吐出圧力 P_d との大小関係に基づいて第一供給流路19に介装されてなる開閉弁22を開閉制御する。

【0020】

前記開閉弁22の開閉の仕方をより具体的に説明すると、吐出圧力 $P_d < P_1$ のときには開閉弁22を開弁する。そして、吐出圧力 $P_d = P_1$ のときには開閉弁22の開弁状態を維持

10

20

30

40

50

し、吐出圧力 $P_d > P_1$ のときには開閉弁 22 を閉弁する。つまり、吐出圧力 $P_d < P_1$ のときに開閉弁 22 を開弁すると、圧縮機本体 12 に油量 $q \geq q_3$ となる油が供給されることとなる。また、吐出圧力 $P_d = P_1$ のときには $q = q_1$ となる油が供給され、そして吐出圧力 $P_d > P_1$ のときに開閉弁 22 を閉弁すると、 $q_1 < q \leq q_0$ となる油が供給されることとなる。

【0021】

この吐出圧力 P_d の値に対する油量 q は、図 2 に示すように、吐出圧力 P_d が P_{dmin} のときに q_3 であり、吐出圧力 P_d の上昇につれて q_1 、 q_0 を越えて多くなるが、吐出圧力 P_d が P_1 になると、直ちに減少して q_1 となるように制御される。また、吐出圧力 P_d が P_1 を越えて P_{max} に近づくと多くなり、吐出圧力 P_d が P_{max} になると q_0 となるように制

10

【0022】

開閉弁 22 の開閉により制御される油量 q により、吐出圧力 P_d に対する吐出温度 T_d は、図 3 に示すように、吐出圧力 P_d が上昇して P_{dmin} から P_1 に接近するにつれて下がる。次いで、 P_1 になると瞬時に吐出圧力 P_d が P_{dmin} のときと同程度に上がり、そして吐出圧力 P_d が上昇して P_{max} に接近するにつれて下がり、 P_{max} になると吐出圧力 P_d が P_1 のときと同程度になる。

【0023】

以上述べたように、本実施の形態に係る油冷式スクリュ圧縮機 1 では、従来例に係る油冷式スクリュ圧縮機 2 よりも、吐出温度 T_d の低下量を少なくすることができる。つまり、圧縮機本体 12 の吐出口から吐出される吐出ガスの吐出温度 T_d を、開閉弁 22 の開閉によって油量 q を制御することにより、吐出圧力 P_d が低下しても単に吐出温度 T_d が上昇するのではなく、吐出圧力 P_d が P_1 になったときに段階的に変化させることができる。これにより吐出圧力 P_d が低下しても吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} を越えるようなことがないから、油冷式スクリュ圧縮機 1 を安定した状態で運転し続けることができる。そして、上限吐出温度 T_{dmax} を越えることに起因する運転上の種々の不具合の発生を未然に防止することができる。

20

【0024】

【発明の効果】

以上述べたように、本発明の請求項 1 または 2 に係る油冷式圧縮機によれば、圧縮機本体の吐出口から吐出される吐出ガスの吐出温度 T_d を、第一供給流路部に介装した開閉手段の開閉による油量 q の制御により、吐出圧力 P_d が低下しても単に吐出温度 T_d が上昇するのではなく、吐出圧力 P_d が所定圧力値、つまり P_1 になったときに段階的に変化させることができる。これにより吐出圧力 P_d が低下しても吐出温度 T_d が上限吐出温度 T_{dmax} を越えることがないから、油冷式圧縮機を安定して運転し続けることができる。そして、上限吐出温度 T_{dmax} を越えることに起因する運転上の種々の不具合の発生を未然に防止することができるという、従来例に係る油冷式圧縮機では得ることのできない優れた効果を得ることができる。

30

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態に係る油冷式スクリュ圧縮機の模式的系統図である。

40

【図 2】本発明の実施の形態に係り、吐出圧力 P_d と圧縮機本体の動力 w との関係、および吐出圧力 P_d と油量 q との関係説明グラフ図である。

【図 3】本発明の実施例に係り、吐出圧力 P_d と吐出温度 T_d との関係説明グラフ図である。

。

【図 4】従来例に係る油冷式スクリュ圧縮機の模式的系統図である。

【図 5】従来例に係り、吐出圧力 P_d と圧縮機本体の動力 w との関係、および吐出圧力 P_d と油量 q との関係説明グラフ図である。

【図 6】従来例に係り、吐出圧力 P_d と吐出温度 T_d との関係説明グラフ図である。

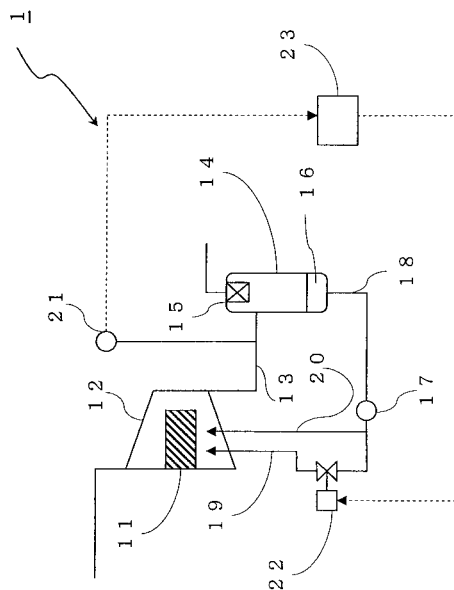
【符号の説明】

1 … 油冷式スクリュ圧縮機

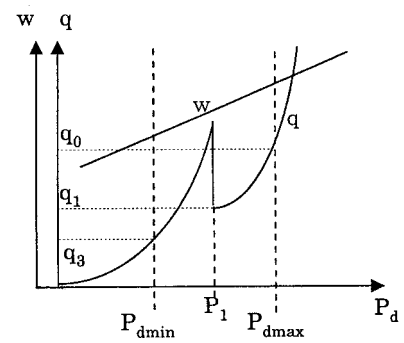
50

- 1 1 …スクリュロータ
- 1 2 …圧縮機本体
- 1 3 …吐出流路
- 1 4 …油分離回収器
- 1 5 …油分離エレメント
- 1 6 …油溜まり部
- 1 7 …油冷却器
- 1 8 …油供給流路
- 1 9 …第一供給流路部
- 2 0 …第二供給流路部
- 2 1 …圧力計
- 2 2 …開閉弁
- 2 3 …制御機器

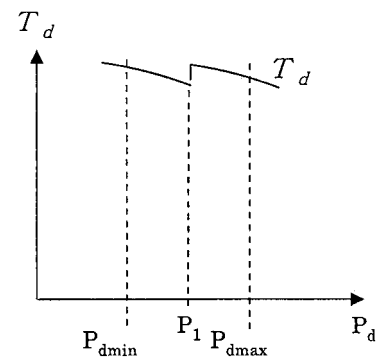
【図 1】



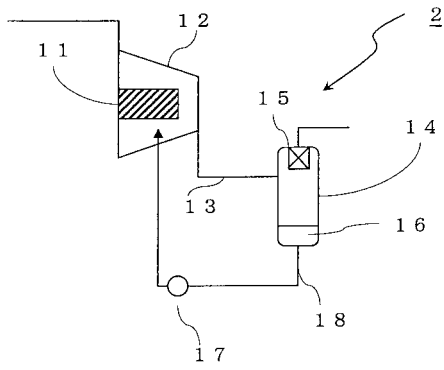
【図 2】



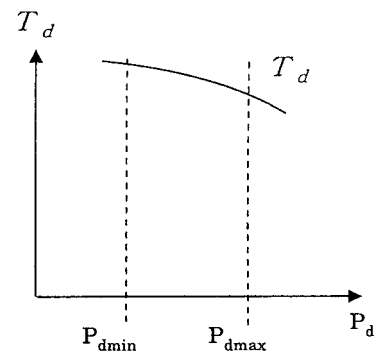
【図 3】



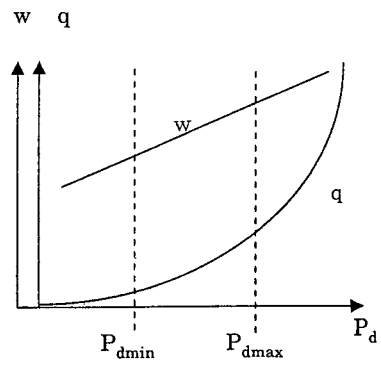
【図 4】



【図 6】



【図 5】



フロントページの続き

(72)発明者 吉村 省二

兵庫県高砂市荒井町新浜2丁目3番1号 株式会社神戸製鋼所 高砂製作所内

審査官 尾崎 和寛

(56)参考文献 特開平8-4679 (JP, A)

特開2002-39069 (JP, A)

特許第2599728 (JP, B2)

特開平10-196575 (JP, A)

米国特許第4336001 (US, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04B 39/06

F04C 29/02