

(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2006-249934

(P2006-249934A)

(43) 公開日 平成18年9月21日(2006.9.21)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO4C 18/16 (2006.01)	FO4C 18/16 F	3H029
FO4C 29/04 (2006.01)	FO4C 29/04 E	

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2005-63551 (P2005-63551)
 (22) 出願日 平成17年3月8日 (2005.3.8)

(71) 出願人 502129933
 株式会社日立産機システム
 東京都千代田区神田練堀町3番地
 (74) 代理人 100077816
 弁理士 春日 譲
 (72) 発明者 太田 広志
 静岡県静岡市清水村松390番地
 株式会社日立産機シ
 ステム内
 (72) 発明者 西村 仁
 静岡県静岡市清水村松390番地
 株式会社日立産機シ
 ステム内
 Fターム(参考) 3H029 AA03 AA18 AA23 AB02 BB12
 BB42 CC25 CC47 CC56

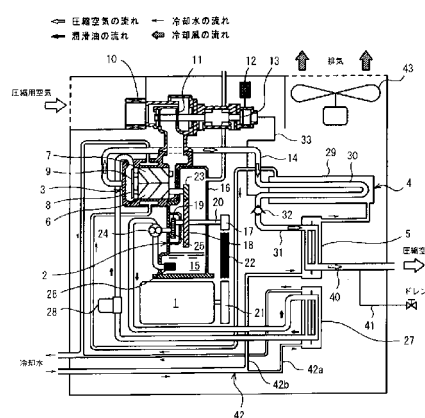
(54) 【発明の名称】 無給油式スクリー空気圧縮機

(57) 【要約】

【課題】耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる無給油式スクリー空気圧縮機を提供する。

【解決手段】無給油状態で空気を圧縮する圧縮機本体3と、この圧縮機本体3で圧縮された空気を一次冷却するチューブ式熱交換器4と、このチューブ式熱交換器4で冷却された圧縮空気を二次冷却するプレート式熱交換器5とを備える。そして、耐熱温度が比較的高いチューブ式熱交換器4で圧縮機本体3からの圧縮空気を一次冷却し、圧縮空気の温度をプレート式熱交換器5の耐熱温度まで下げてから、圧縮空気をプレート式熱交換器5に導入して二次冷却する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

無給油状態で空気を圧縮する圧縮機本体と、
前記圧縮機本体で圧縮された空気を一次冷却するチューブ式熱交換器と、
前記チューブ式熱交換器で冷却された圧縮空気を二次冷却するプレート式熱交換器とを
備えたことを特徴とする無給油式スクリー空気圧縮機。

【請求項 2】

無給油状態で空気を圧縮する低圧段圧縮機本体と、
前記低圧段圧縮機本体で圧縮された空気をさらに無給油状態で圧縮する高圧段圧縮機本
体と、
前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却して前記高圧段圧縮機本体へ流出する低圧側熱
交換器、及び前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する高圧側熱交換器を一体構成した
プレート式熱交換器とを備えたことを特徴とする無給油式スクリー空気圧縮機。

【請求項 3】

請求項 2 記載の無給油式スクリー空気圧縮機において、前記低圧段圧縮機本体からの
圧縮空気及び前記高圧段圧縮機本体からの圧縮空気のうちいずれか一方又は両方を一次冷
却して前記プレート式熱交換器へ流出するチューブ式熱交換器を備えたことを特徴とする
無給油式スクリー空気圧縮機。

【請求項 4】

請求項 2 又は 3 記載の無給油式スクリー空気圧縮機において、前記プレート式熱交換
器は、前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気が下方向に流れる第 1 の圧縮空気流路と、前記低
圧段圧縮機本体の圧縮空気が上方向に流れる第 2 の圧縮空気流路と、前記高圧段圧縮機本
体の圧縮空気を冷却する冷却液が上方向に流れる第 1 の冷却流路と、前記第 1 の冷却流路
に直列接続され、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する冷却液が下方向に流れる第
2 の冷却流路とを備えたことを特徴とする無給油式スクリー空気圧縮機。

【請求項 5】

請求項 2 又は 3 記載の無給油式スクリー空気圧縮機において、前記プレート式熱交換
器は、前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気が下方向に流れる第 1 の圧縮空気流路と、前記低
圧段圧縮機本体の圧縮空気が下方向に流れる第 2 の圧縮空気流路と、前記高圧段圧縮機本
体の圧縮空気を冷却する冷却液が上方向に流れる第 1 の冷却流路と、前記第 1 の冷却流路
に直列接続され、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する冷却液が下方向に流れる第
2 の冷却流路とを備えたことを特徴とする無給油式スクリー空気圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、無給油式スクリー空気圧縮機に係わり、さらに詳しくは、圧縮空気を冷却
する熱交換器を備えた無給油式スクリー空気圧縮機に関する。

【背景技術】

【0002】

単段無給油式スクリー空気圧縮機は、非接触かつ無給油で回転可能な一對の雄ロータ
及び雌ロータを有する圧縮機本体を備えており、雄ロータ及び雌ロータの回転駆動により
無給油状態で空気を圧縮する。この空気圧縮に要する動力が熱に変化し、生成した圧縮空
気の温度は非常に高くなり、例えば約 300 ~ 350 まで上昇する。そこで従来、圧縮
機本体から吐出された圧縮空気を冷却するチューブ式熱交換器を備えた構成が開示されて
いる（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

また 2 段無給油式スクリー圧縮機では、無給油状態で空気を圧縮する低圧段圧縮機本
体と、この低圧段圧縮機本体で圧縮された空気をさらに無給油状態で圧縮する高圧段圧縮
機本体とを備えており、低圧段圧縮機本体及び高圧段圧縮機本体で生成した圧縮空気の温
度は、それぞれ例えば約 160 ~ 250 まで上昇する。そこで従来、低圧段圧縮機本体

10

20

30

40

50

から吐出された圧縮空気を冷却して高圧段圧縮機本体に流出するチューブ式熱交換器（インタークーラ）と、高圧段圧縮機本体から吐出された圧縮空気を冷却するチューブ式熱交換器（アフタークーラ）とを備えた構成が開示されている（例えば、特許文献2参照）。

【0004】

上記チューブ式熱交換器は、例えばシェル内に複数のU字管を設けた構造であり、U字管内に圧縮空気を流しシェル内に冷却水（冷却液）を流し（逆に、U字管内に冷却水を流しシェル内に圧縮空気を流してもよい）、圧縮空気と冷却水が熱交換することにより圧縮空気を冷却するようになっている。また、シェル内のU字管は、熱による伸縮を吸収し熱応力の影響を回避するので、耐熱温度が比較的高い構造である。

【0005】

【特許文献1】特開平3-290089号公報

【特許文献2】特開2001-153080号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、上記従来技術には以下のような改善の余地があった。

すなわち、無給油式スクリー空気圧縮機においては、上記チューブ式熱交換器の容積が大きな割合を占めており、熱交換器を小型化することで圧縮機全体の小型化を図ることが可能である。ところが、チューブ式熱交換器では、U字管の径寸法を小さくして本数を増加したり、熱伝達率のよい材質に変更したり、若しくはU字管の肉厚を小さくする等の方法により小型化が図れるものの、その小型化には限界があった。

【0007】

本発明の目的は、耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる無給油式スクリー圧縮機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

（1）上記目的を達成するために、本発明は、無給油状態で空気を圧縮する圧縮機本体と、前記圧縮機本体で圧縮された空気を一次冷却するチューブ式熱交換器と、前記チューブ式熱交換器で冷却された圧縮空気を二次冷却するプレート式熱交換器とを備える。

【0009】

単段無給油式スクリー空気圧縮機においては、圧縮機本体で生成した圧縮空気の温度が例えば約300～350と高く、また負荷運転及び無負荷運転が繰り返される場合には温度が上昇・下降して熱による繰り返し応力が発生する。そのため、圧縮機全体の小型化を目的として、チューブ式熱交換器に対し容積比が1/10～1/20程度となるプレート式熱交換器を設け、このプレート式熱交換器で圧縮機本体から吐出された圧縮空気をそのまま冷却しようとする、一般にプレート式熱交換器の耐熱温度（例えば百数十程度）を超えてしまう。そこで本発明においては、耐熱温度が比較的高いチューブ式熱交換器で圧縮機本体からの圧縮空気を一次冷却し、圧縮空気の温度をプレート式熱交換器の耐熱温度まで下げてから、プレート式熱交換器に圧縮空気を導入して二次冷却する。このようにチューブ式熱交換器及びプレート式熱交換器を併用することにより、従来のチューブ式熱交換器のみを設ける場合に比べ、耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる。

【0010】

（2）上記目的を達成するために、また本発明は、無給油状態で空気を圧縮する低圧段圧縮機本体と、前記低圧段圧縮機本体で圧縮された空気をさらに無給油状態で圧縮する高圧段圧縮機本体と、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却して前記高圧段圧縮機本体へ流出する低圧側熱交換器、及び前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する高圧側熱交換器を一体構成したプレート式熱交換器とを備える。

【0011】

二段無給油式スクリー空気圧縮機においては、低圧段圧縮機本体及び高圧段圧縮機本

10

20

30

40

50

体で生成した圧縮空気の温度がそれぞれ例えば約 160 ~ 250 となり、場合によってはプレート式熱交換器の耐熱温度の許容範囲となる。本発明においては、低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する低圧側熱交換器、及び高圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する高圧側熱交換器を一体構成したプレート式熱交換器を設ける。これにより、従来のようにチューブ式熱交換器を低圧側熱交換器及び高圧熱交換器としてそれぞれ設ける場合に比べ、耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる。

【0012】

(3) 上記(2)において、好ましくは、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気及び前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気のうちいずれか一方又は両方を一次冷却して前記プレート式熱交換器へ流出するチューブ式熱交換器を備える。

10

【0013】

二段無給油式スクリー空気圧縮機において、低圧段圧縮機本体及び高圧段圧縮機本体のうちいずれか一方又は両方で生成した圧縮空気の温度がプレート式熱交換器の耐熱温度を超えてしまう場合がある。そこで本発明においては、耐熱温度が比較的高いチューブ式熱交換器で、低圧段圧縮機本体の圧縮空気及び高圧段圧縮機本体の圧縮空気のうちいずれか一方又は両方を一次冷却し、圧縮空気の温度をプレート式熱交換器の耐熱温度まで下げた後、プレート式熱交換器に圧縮空気を導入して二次冷却する。このようにチューブ式熱交換器及びプレート式熱交換器を併用することにより、従来のチューブ式熱交換器のみを設ける場合に比べ、耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる。

【0014】

20

(4) 上記(2)又は(3)において、好ましくは、前記プレート式熱交換器は、前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気が下方向に流れる第1の圧縮空気流路と、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気が上方向に流れる第2の圧縮空気流路と、前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する冷却液が上方向に流れる第1の冷却流路と、前記第1の冷却流路に直列接続され、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する冷却液が下方向に流れる第2の冷却流路とを備える。

【0015】

これにより、第1の圧縮空気流路と第1の冷却流路、第2の圧縮空気流路と第2の冷却流路がともに対向流となるため、プレート式熱交換器の性能が向上し小型化が図れる。

【0016】

30

(5) 上記(2)又は(3)において、また好ましくは、前記プレート式熱交換器は、前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気が下方向に流れる第1の圧縮空気流路と、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気が下方向に流れる第2の圧縮空気流路と、前記高圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する冷却液が上方向に流れる第1の冷却流路と、前記第1の冷却流路に直列接続され、前記低圧段圧縮機本体の圧縮空気を冷却する冷却液が下方向に流れる第2の冷却流路とを備える。

【0017】

このように第1及び第2の圧縮空気流路の圧縮空気がともに下方向に流れるため、圧縮空気中に発生したドレンが滞留するのを防止することができる。

【発明の効果】

40

【0018】

本発明によれば、従来のチューブ式熱交換器のみを設ける場合に比べ、耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

以下、本発明の実施形態を、図面を参照しつつ説明する。

【0020】

本発明の第1実施形態を図1及び図2により説明する。

図1は、本実施形態による無給油式スクリー圧縮機の全体構造を表す模式図であり、図2は、本実施形態による無給油式スクリー圧縮機を構成するプレート式熱交換器の構

50

造を一例として表す斜視分解図である。なお、図 1 において、白抜きの矢印は圧縮空気の流れ、黒塗りの矢印は潤滑油の流れ、細線の矢印は冷却水（冷却液）の流れ、斜線塗りの矢印は冷却風の流れを示している。

【 0 0 2 1 】

これら図 1 及び図 2 において、無給油式スクリー圧縮機は単段圧縮機であり、電動機（モータ）1 と、この電動機 1 の回転動力がギヤ装置 2 を介し伝達されて駆動する圧縮機本体 3 と、この圧縮機本体 3 で生成した圧縮空気を一次冷却するチューブ式熱交換器 4 と、このチューブ式熱交換器 4 で冷却された圧縮空気を二次冷却するプレート式熱交換器 5 とを備えている。

【 0 0 2 2 】

圧縮機本体 3 は、一对の雄ロータ 6 及び雌ロータ 7 を有し、これら雄ロータ 6 及び雌ロータ 7 の一方側（図 1 中左側）端部に設けられたタイミングギヤ 8 , 9 が噛合している。これにより、雄ロータ 6 及び雌ロータ 7 は、非接触かつ無給油で回転するようになっている。圧縮機本体 3 の吸込み側には、吸気フィルタ 10 と、吸込み空気量を調整する吸込み絞り弁 11 とが設けられている。また圧縮機本体 3 の吐出し側には、吸込み絞り弁 11 に連動してサイレンサ 12 を介し圧縮機本体 3 の圧縮空気を放出可能な放気弁 13 が設けられている。そして、負荷運転時は、雄ロータ 6 及び雌ロータ 7 の回転駆動に伴って、吸気フィルタ 10 及び吸込み絞り弁 11 を介し圧縮用空気（外気）が吸込まれて所定の圧力まで圧縮され、この圧縮空気が吐出配管 14 を介しチューブ式熱交換器 4 に吐出されるようになっている。また、無負荷運転時は、吸込み絞り弁 11 を閉じ状態、放気弁 13 を開き

10

20

【 0 0 2 3 】

ギヤ装置 2 は、下部に油溜め 15 を有するギヤケーシング 16 と、このギヤケーシング 16 に回転自在に支持されプーリ 17、ブルギヤ 18、及びギヤ 19 を有する伝達軸 20 とを備えている。電動機 1 のプーリ 21 と伝達軸 20 のプーリ 17 との間にはベルト 22 が装架され、雄ロータ 6 の他方側（図 1 中右側）端部に設けたピニオンギヤ 23 と伝達軸 20 のブルギヤ 18 とが噛合している。これにより、電動機 1 の回転動力がプーリ 21、ベルト 22、プーリ 17、伝達軸 20、ブルギヤ 18、及びピニオンギヤ 23 を介し雄ロータ 6 に伝達され、雄ロータ 6 及び雌ロータ 7 が回転駆動するようになっている。なお、ピニオンギヤ 23 及びブルギヤ 11 は、ギヤケーシング 9 内に収納されている。

30

【 0 0 2 4 】

また、オイルポンプ 24 のギヤ 25 と伝達軸 20 のギヤ 19 とが噛合しており、これによって電動機 1 の回転動力が伝達されオイルポンプ 24 が駆動するようになっている。オイルポンプ 24 の駆動により、ギヤケーシング 16 内の油溜め 15 からストレーナ 26 を介し吸い込まれた潤滑油は、潤滑油用熱交換器（オイルクーラ）27 及びオイルフィルタ 28 等を介し、圧縮機本体 3 のタイミングギヤ 8 , 9 及び軸受（図示せず）等に供給され、その後ギヤケーシング 16 内の油溜め 15 に戻って循環するようになっている。

【 0 0 2 5 】

チューブ式熱交換器 4 は、シェル 29 内に例えば耐熱・耐蝕性が優れたステンレス製 U 字管 30 を複数（図 1 では便宜上 1 つのみ図示）設けており、それら U 字管 30 は熱による伸縮を吸収するため耐熱温度が比較的高い構造となっている。そして、U 字管 30 内に圧縮機本体 3 からの圧縮空気が流れシェル 29 内に冷却水（冷却液）が流れて、圧縮空気と冷却水が熱交換することにより圧縮空気が一次冷却されるようになっている。そして、チューブ式熱交換器 4 で冷却された圧縮空気は、導出配管 31 を介しプレート式熱交換機 5 に流出するようになっている。なお、導出配管 31 には逆止弁 32 が設けられており、この逆止弁 32 の上流側で分岐接続された放気配管 33 が上記放気弁 13 に接続されている。

40

【 0 0 2 6 】

プレート式熱交換器 5 は、例えば図 2 に示すように、積層された複数（図 2 では 5 枚）のチャンネルプレート 34 と、チャンネルプレート 34 の両外側に配設されたカバープレ

50

ート35A, 35Bとを備えており、これら複数のチャンネルプレート34及びカバープレート35A, 35Bが例えば銅等によってブレイジング(ろう付け)されている。チャンネルプレート34は、例えばステンレス製薄板でヘリンボーン(V字)形状に加工されており、積層されたチャンネルプレート34の間には、圧縮空気が流れる圧縮空気流路36と、冷却水が流れる冷却流路37とが交互に形成されている。これら圧縮空気流路36及び冷却流路37は複雑な流路形状(詳細は省略)となり、流路内は乱流となって熱交換率(冷却効率)が高められる。

【0027】

片側のカバープレート35Aの隅角には、上側に圧縮空気入口ポート38a及び冷却水出口ポート38b、下側に圧縮空気出口ポート38c及び冷却水入口ポート38dが設けられている。また、ポート38a~38dに対応するように複数のチャンネルプレート34に貫通孔39が形成され、これら貫通孔39が上記した圧縮空気流路36又は冷却流路37にそれぞれ連通するようになっている。そして、圧縮空気入口ポート38aから流入した圧縮空気が圧縮空気流路36を下向きに流れて圧縮空気出口ポート38cから流出し、冷却水入口ポート38dから流入した冷却水が冷却流路37を上向きに流れて冷却水出口ポート38bから流出するようになっている。これにより、チャンネルプレート34を介し圧縮空気と冷却水が熱交換して圧縮空気が冷却され、この冷却された圧縮空気が供給配管40を介し外部の機器等(図示せず)に供給されるようになっている。なお、供給配管40の下方側にはドレン配管41が接続されており、このドレン配管41を介し圧縮空気の冷却の際に生じたドレンを排出するようになっている。

【0028】

また、上記した潤滑油用熱交換器27、チューブ式熱交換器4、プレート式熱交換器5、及び圧縮機本体3の冷却ジャケットに冷却水を流通する冷却水配管42が設けられている。この冷却水配管42は、潤滑油用熱交換器27に冷却水を流通する配管系統42aと、プレート式熱交換器5、チューブ式熱交換器4、及び圧縮機本体3の順序で冷却水を流通する配管系統42bとで分岐され、その後、配管系統42a, 42bが合流するように構成されている。また、冷却風を誘起する冷却ファン43が設けられており、この冷却ファン43の駆動により圧縮機全体を冷却するようになっている。

【0029】

次に、本実施形態の動作及び作用効果を説明する。

例えば外部の機器等に供給する圧縮空気を生成する場合、電動機1の回転力が圧縮機本体3の雄ロータ6に伝達されると、雄ロータ6及び雌ロータ7が非接触かつ無給油で回転駆動する。これにより、圧縮機本体3の負荷運転時は、吸込みフィルタ10及び吸込み絞り弁を介し圧縮用空気を吸い込んで圧縮し、その圧縮空気を吐出する。このとき、圧縮機本体3で生成した圧縮空気の温度は例えば約300~350と高く、また負荷運転及び無負荷運転が繰り返されると、温度が上昇・下降して熱による繰り返し応力が発生する。そのため、圧縮機全体の小型化を目的として、チューブ式熱交換器に対し容積比が1/10~1/20程度となるプレート式熱交換器を設け、このプレート式熱交換器で圧縮機本体3から吐出された圧縮空気をそのまま冷却しようとする、一般にプレート式熱交換器の耐熱温度(例えば百数十程度)を超えてしまう。

【0030】

そこで本実施形態においては、耐熱温度が比較的高いチューブ式熱交換器4で圧縮機本体3からの圧縮空気を一次冷却し、圧縮空気の温度をプレート式熱交換器5の耐熱温度まで下げてからプレート式熱交換器5に導入して二次冷却し、供給配管40を介し外部の機器等に供給する。したがって、チューブ式熱交換器4及びプレート式熱交換器5を併用することにより、従来のチューブ式熱交換器のみを設ける場合に比べ、耐熱性を確保しつつ圧縮機全体の大幅な小型化を図ることができる。特に、熱交換器の小型化により、熱交換器の配置の制約条件が緩和されるとともに、接続配管に自由度が増して短くすることができるため、圧縮機全体の大幅な小型化を図ることができる。

【0031】

本発明の第２の実施形態を図３～図５により説明する。本実施形態は、プレート式熱交換器を二段無給油式スクリー空気圧縮機に設けた実施形態である。

【００３２】

図３は、本実施形態による無給油スクリー空気圧縮機の全体構造を表す模式図であり、図４は、本実施形態におけるプレート式熱交換機の概略構造を表す模式図であり、図５は、本実施形態におけるプレート式熱交換器の構造を一例として表す斜視分解図である。なお、図３及び図４において、白抜きの矢印は圧縮空気の流れ、黒塗りの矢印は潤滑油の流れ、細線の矢印は冷却水の流れ、斜線塗りの矢印は冷却風の流れを示している。

【００３３】

本実施形態による無給油式スクリー圧縮機は二段圧縮機であり、電動機（モータ）４４と、この電動機４４の回転動力がギヤ装置４５を介し伝達されて駆動する低圧段圧縮機本体４６及び高圧段圧縮機本体４７と、これら低圧段圧縮機本体４６及び高圧段圧縮機本体４７で生成した圧縮空気をそれぞれ冷却するプレート式熱交換器４８とを備えている。

【００３４】

低圧段圧縮機本体４６は、一对の雄ロータ４９及び雌ロータ５０を有し、これら雄ロータ４９及び雌ロータ５０の一方側（図３中左側）端部に設けられたタイミングギヤ５１，５２が噛合している。これにより、雄ロータ４９及び雌ロータ５０は、非接触かつ無給油で回転するようになっている。同様に、高圧段圧縮機本体４７は、一对の雄ロータ５３及び雌ロータ５４を有し、これら雄ロータ５３及び雌ロータ５４の一方側（図３中左側）端部に設けられたタイミングギヤ５５，５６が噛合している。これにより、雄ロータ５３及び雌ロータ５４は、非接触かつ無給油で回転するようになっている。

【００３５】

ギヤ装置４５は、下部に油溜め５７を有するギヤケーシング５８と、このギヤケーシング５８に回転自在に支持されブルギヤ５９を有する伝達軸６０とを備えている。電動機４４の回転軸と伝達軸６０がカップリング６１等を介し連結され、雄ロータ５１，５３の他方側（図３中右側）端部にそれぞれ設けたピニオンギヤ６２，６３と伝達軸６０のブルギヤ５９とが噛合している。これにより、電動機４４の回転動力が伝達軸６０、ブルギヤ５９、及びピニオンギヤ６２，６３を介し雄ロータ５１，５３に伝達され、雄ロータ５１，５３が回転駆動するようになっている。なお、ピニオンギヤ６２，６３及びブルギヤ５９は、ギヤケーシング５８内に収納されている。

【００３６】

また、電動機等によって駆動するオイルポンプ６４が設けられており、このオイルポンプ６４の駆動により、ギヤケーシング５８内の油溜め５７からストレーナ６５を介し吸い込まれた潤滑油は、潤滑油用熱交換器（オイルクーラ）６６及びオイルフィルタ６７等を介し、低圧段圧縮機本体４６及び高圧段圧縮機本体４７のタイミングギヤ５１，５２，５５，５６及び軸受（図示せず）等に供給され、その後ギヤケーシング５８内の油溜め５７に戻って循環するようになっている。

【００３７】

低圧段圧縮機本体４６の吸込み側（図３中上側）には、吸気フィルタ６８と、吸込み空気を調整する吸込み絞り弁６９とが設けられている。また、吸込み絞り弁６９に連動し、高圧段圧縮機本体４７の圧縮空気をサイレンサ７０を介し放出する放気弁７１が設けられている。そして、負荷運転時は、吸気フィルタ６８及び吸込み絞り弁６９を介し低圧段圧縮機本体４６に圧縮用空気（外気）が吸込まれて所定の圧力まで圧縮され、この圧縮空気が吐出配管７２を介しチューブ式熱交換器４８の低圧側熱交換器４８ａ側に吐出され、チューブ式熱交換器４８の低圧側熱交換器４８ａ側で冷却された圧縮空気が導出配管７３を介し高圧段圧縮機本体４７に導入されて圧縮され、この圧縮空気が吐出配管７４を介しチューブ式熱交換器４８の高圧側熱交換器４８ｂ側に吐出され、チューブ式熱交換器４８の高圧側熱交換器４８ｂで冷却された圧縮空気が供給配管７５を介し外部の機器等（図示せず）に供給されるようになっている。また無負荷運転時は、吸込み絞り弁６９を閉じ状態、放気弁７１を開き状態として、低圧段圧縮機本体４６及び高圧段圧縮機本体４７が運

転するようになっている。なお、吐出配管 7 4 には逆止弁 7 6 が設けられており、この逆止弁 7 8 の上流側で分岐接続された放気配管 7 7 が放気弁 7 1 に接続されている。また、導出配管 7 3 及び供給配管 7 5 の下方側にはドレン配管 7 8 , 7 9 がそれぞれ接続され、これらドレン配管 7 8 , 7 9 を介し圧縮空気の冷却の際に生じたドレンを排出するようになっている。

【0038】

プレート式熱交換器 4 8 は、低圧段圧縮機本体 4 6 からの圧縮空気を冷却して高圧段圧縮機本体 4 8 へ流出する上記低圧側熱交換器 4 8 a と、高圧段圧縮機本体 4 7 からの圧縮空気を冷却する上記高圧側熱交換器 4 8 b とが一体構成されている。詳細には、例えば図 5 に示すように、積層された複数（図 5 では 8 枚）のチャンネルプレート 8 0 と、低圧側熱交換器 4 8 a 及び高圧側熱交換器 4 8 b を仕切るために配設された仕切りプレート 8 1 と、チャンネルプレート 8 0 の両外側に配設されたカバープレート 8 2 A , 8 2 B とを備えており、これら複数のチャンネルプレート 8 0、仕切りプレート 8 1 及びカバープレート 8 2 A , 8 2 B が例えば銅等によってブレイジング（ろう付け）されている。チャンネルプレート 8 0 は、例えばステンレス製薄板でヘリンボーン（V 字）形状に加工されており、積層されたチャンネルプレート 8 0 の間には、圧縮空気が流れる圧縮空気流路 8 3 a 又は 8 3 b と、冷却水が流れる冷却流路 8 4 a 又は 8 4 b とが交互に形成されている。これら圧縮空気流路 8 3 a , 8 3 b 及び冷却流路 8 4 a , 8 4 b は複雑な流路形状（詳細は省略）となり、流路内は乱流となって熱交換率（冷却効率）が高められる。

【0039】

低圧側熱交換器 4 8 a を構成するカバープレート 8 2 A の隅角には、上側に圧縮空気入口ポート 8 5 a、下側に圧縮空気出口ポート 8 5 b 及び冷却水入口ポート 8 5 c が設けられ、高圧側熱交換器 4 8 b を構成するカバープレート 8 2 B の隅角には、上側に圧縮空気出口ポート 8 6 a、下側に圧縮空気入口ポート 8 6 b 及び冷却水出口ポート 8 6 c が設けられている。また、ポート 8 5 a ~ 8 5 c , 8 6 a ~ 8 6 c に対応するように複数のチャンネルプレート 8 0 及び仕切りプレート 8 1 に貫通孔 8 7 が形成され、これら貫通孔 8 7 が圧縮空気流路 8 3 a 又は 8 3 b、若しくは冷却流路 8 4 a 又は 8 4 b にそれぞれ連通するようになっている。そして、冷却水入口ポート 8 6 c から流入した冷却水が高圧側熱交換器 4 8 b の冷却流路 8 4 b を上向きに流れ、仕切りプレート 8 1 の貫通孔 8 7 を経て、低圧側熱交換器 4 8 a の冷却流路 8 4 a を下向きに流れて冷却水出口ポート 8 5 c から流出するようになっている（言い換えれば、高圧側熱交換器 4 8 b の冷却流路 8 4 b と低圧側熱交換器 4 8 a の冷却流路 8 4 a は、直列接続されている）。また低圧側熱交換器 4 8 a では、圧縮空気入口ポート 8 5 b から流入した圧縮空気が圧縮空気流路 8 3 a を上向きに流れて圧縮空気出口ポート 8 5 a から流出し、高圧側熱交換器 4 8 b では、圧縮空気入口ポート 8 6 a から流入した圧縮空気が圧縮空気流路 8 3 b を下向きに流れて圧縮空気出口ポート 8 6 b から流出するようになっている。これにより、低圧側熱交換器 4 8 a 及び高圧側熱交換器 4 8 b において、チャンネルプレート 8 0 を介し圧縮空気と冷却水が熱交換して圧縮空気が冷却されるようになっている。

【0040】

なお、上述の内容からわかるように、低圧側熱交換器 4 8 a における圧縮空気流路 8 3 a と冷却流路 8 4 a、高圧側熱交換器 4 8 b における圧縮空気流路 8 3 b と冷却流路 8 4 b はともに対向流となっている。そのためには、圧縮空気流路 8 3 a , 8 3 b のいずれか一方を上向きの流れとする必要があるが、本実施形態では、圧縮空気中にドレンが比較的発生しにくい（又は無負荷運転・停止時にドレンの逆流が生じない）低圧側熱交換器 4 8 a の圧縮空気流路 8 3 a を上向きとしている。

【0041】

また、上記した潤滑油用熱交換器 6 6、プレート式熱交換器 4 8、低圧段圧縮機本体 4 6 の冷却ジャケット、及び高圧段圧縮機本体の 4 7 の冷却ジャケットに冷却水を流通する冷却水配管 8 8 が設けられている。この冷却水配管 8 8 は、まず潤滑油用熱交換器 6 6 に冷却水を流通する配管系統 8 8 a とプレート式熱交換器 4 8 に冷却水を流通する配管系統

88bとで分岐され、その後配管系統88a, 88bが合流してから、低压段圧縮機本体46の冷却ジャケットに冷却水を流通する配管系統88cと高压段圧縮機本体47の冷却ジャケットに冷却水を流通する配管系統88dとで分岐され、その後配管系統88c, 88dが合流するように構成されている。また、冷却風を誘起する冷却ファン89が設けられており、この冷却ファン89の駆動により圧縮機全体を冷却するようになっている。

【0042】

次に、本実施形態の動作及び作用効果を説明する。

例えば外部の機器等に供給する圧縮空気を生成する場合、電動機44が駆動し、電動機44の回転力が低压段圧縮機本体46の雄ロータ49に伝達されると、雄ロータ49及び雌ロータ50が非接触かつ無給油で回転駆動する。これと同時に、電動機44の回転力が高压段圧縮機本体47の雄ロータ53に伝達されて、雄ロータ53及び雌ロータ54が非接触かつ無給油で回転駆動する。これにより、負荷運転時は、吸込みフィルタ68及び吸込み絞り弁69を介し低压段圧縮機本体46に圧縮用空気を吸い込んで所定の圧力まで圧縮する。このとき、低压段圧縮機本体46で生成した圧縮空気の温度は例えば約160～250であり、また負荷運転及び無負荷運転が繰り返されると熱による繰り返し応力が発生するものの、これら圧縮空気の温度及び熱による繰り返し応力を考慮しても、プレート式熱交換器48の耐熱温度の許容範囲となる場合がある。このような場合に、低压段圧縮機本体46からの圧縮空気をプレート式熱交換器48の低压側熱交換器48aで冷却し、高压段圧縮機本体47でさらに圧縮する。このとき、高压段圧縮機本体47で生成した圧縮空気の温度も例えば約160～250であり、圧縮空気の温度及び熱による繰り返し応力を考慮しても、プレート式熱交換器48の耐熱温度の許容範囲となる場合がある。このような場合に、高压段圧縮機本体47からの圧縮空気をプレート式熱交換器48の高压側熱交換器48bで冷却し、供給配管75を介し外部の機器等に供給する。

【0043】

本実施形態においては、低压段圧縮機本体46の圧縮空気を冷却する低压側熱交換器48a、及び高压段圧縮機本体47の圧縮空気を冷却する高压側熱交換器48bを一体構成したプレート式熱交換器48を設ける。これにより、従来のようにチューブ式熱交換器を低压側熱交換器及び高压側熱交換器としてそれぞれ設ける場合に比べ、大幅な小型化を図ることができる。

【0044】

また、プレート式熱交換器48は、低压側熱交換器48aの冷却流路84aと高压側熱交換器48bの冷却流路84bを直列接続する。これにより、冷却流路84a, 84bを並列接続する場合よりも、冷却水流量を低減しかつ冷却水流速を速くし、ゴミやスケールの付着を防止できる。また、プレート式熱交換器48は、低压側熱交換器48a及び高压側熱交換器48bを一体構成とするので、冷却流路48a, 48bを接続する配管を削減することができる。また、低压側熱交換器48aにおける圧縮空気流路83aと冷却流路84a、高压側熱交換器48bにおける圧縮空気流路83bと冷却流路84bをとともに対向流とするため、プレート式熱交換器48の冷却性能が向上し小型化が図れる。

【0045】

本発明の第3の実施形態を図6により説明する。本実施形態は、二段無給油式スクリー空気圧縮機においてチューブ式熱交換器及びプレート式熱交換器を設けた実施形態である。

【0046】

図6は、本実施形態による無給油スクリー空気圧縮機の全体構造を表す模式図である。この図6において、上記第2の実施形態と同等の部分には同一の符号を付し、適宜説明を省略する。

【0047】

例えば上記高压段圧縮機本体47で生成した圧縮空気の温度が上記プレート式熱交換器48の耐熱温度を超えるような場合（詳細には、高压段圧縮機本体47の圧縮率が高い場合）があるため、本実施形態では、吐出配管74における放気配管77の分岐部より上流

側に配設されたチューブ式熱交換器 90 を備えている。このチューブ式熱交換器 90 で高圧段圧縮機本体 47 からの圧縮空気を一次冷却し、上記プレート式熱交換器 48 の高圧側熱交換器 48 a に導入されて二次冷却されるようになっている。

【0048】

チューブ式熱交換器 90 は、シェル 91 内に例えば耐熱・耐蝕性が優れた複数のステンレス製 U 字管 92 を複数（図 6 では便宜上 2 つのみ図示）設けており、それら U 字管 92 は熱による伸縮を吸収するため耐熱温度が比較的高い構造となっている。そして、U 字管 92 内に高圧段圧縮機本体 47 からの圧縮空気が流れシェル 91 内に冷却水が流れて、圧縮空気と冷却水が熱交換することにより圧縮空気が一次冷却されるようになっている。

【0049】

また、上記潤滑油用熱交換器 66、プレート式熱交換器 48、チューブ式熱交換器 90、低圧段圧縮機本体 46 の冷却ジャケット、及び高圧段圧縮機本体の 47 の冷却ジャケットに冷却水を流通する冷却水配管 93 が設けられている。この冷却水配管 93 は、まず潤滑油用熱交換器 66 に冷却水を流通する配管系統 93 a と、プレート式熱交換器 48 及びチューブ式熱交換器 90 の順序で冷却水を流通する配管系統 93 b とで分岐され、低圧段圧縮機本体 46 の冷却ジャケットに流通する配管系統 93 c が前記配管系統 93 b におけるチューブ式熱交換器 90 の下流側に分岐接続され、配管系統 93 a、93 b が合流して高圧段圧縮機本体 47 の冷却ジャケットに冷却水を流通する配管系統 93 d が接続され、その後配管系統 93 c、93 d が合流するように構成されている。

【0050】

以上のように構成された本実施形態においては、耐熱温度が比較的高いチューブ式熱交換器 90 で高圧段圧縮機本体 47 からの圧縮空気を一次冷却し、圧縮空気の温度をプレート式熱交換器 48 の耐熱温度まで下げてから、プレート式熱交換器 48 に導入し二次冷却する。このようにチューブ式熱交換器 90 及びプレート式熱交換器 48 を併用することにより、従来のチューブ式熱交換器のみを設ける場合に比べ、耐熱性を確保しつつ大幅な小型化を図ることができる。

【0051】

なお、上記第 3 の実施形態においては、高圧段圧縮機本体 47 からの圧縮空気をチューブ式熱交換器 90 で一次冷却し、プレート式熱交換器 48 の高圧側熱交換器 48 b で二次冷却する構成を例にとって説明したが、これに限られず、例えば低圧段圧縮機本体 46 からの圧縮空気をチューブ式熱交換器で一次冷却し、プレート式熱交換器 48 の低圧側熱交換器 48 a で二次冷却する構成としてもよいし、また例えば低圧段圧縮機本体 46 及び高圧段圧縮機本体 47 からの圧縮空気を各チューブ式熱交換器で一次冷却し、プレート式熱交換器 48 で二次冷却する構成としてもよい。これらの場合も、上記同様の効果を得ることができる。

【0052】

また、上記第 2 及び第 3 の実施形態においては、プレート式熱交換器 48 は、低圧側熱交換器 48 a における圧縮空気流路 83 a と冷却流路 84 a、高圧側熱交換器 48 b における圧縮空気流路 83 b と冷却流路 84 b をともに対向流とする場合を例にとって説明したが、これに限られない。すなわち、例えば低圧側熱交換器 48 a における圧縮空気流路 83 a と冷却流路 84 a、高圧側熱交換器 48 b における圧縮空気流路 83 b と冷却流路 84 b のうちいずれか一方又は両方を平行流としてもよい。このような変形例を図 7 により説明する。

【0053】

図 7 は、本変形例によるプレート式熱交換器の概略構造を表す模式図である。この図 7 において、上記実施形態と同等の部分には同一の符号を付し、適宜説明を省略する。

【0054】

本変形例によるプレート式熱交換器 48' では、上記実施形態同様、冷却水入口ポートから流入した冷却水が高圧側熱交換器 48 b の冷却流路 84 b を上向きに流れ、その後、低圧側熱交換器 48 a の冷却流路 84 a を下向きに流れて冷却水出口ポートから流出する

10

20

30

40

50

ようになっている（言い換えれば、高圧側熱交換器４８ｂの冷却流路８４ｂと低圧側熱交換器４８ａの冷却流路８４ａは、直列接続されている）。また低圧側熱交換器４８ａ'では、圧縮空気入口ポートから流入した圧縮空気が圧縮空気流路８３ａ'を下向きに流れて圧縮空気出口ポートから流出し、高圧側熱交換器４８ｂでは、圧縮空気入口ポートから流入した圧縮空気が圧縮空気流路８３ｂを下向きに流れて圧縮空気出口ポートから流出するようになっている。すなわち、圧縮空気流路８３ａ'、８３ｂの圧縮空気の流れをともに下向きとするため、低圧側熱交換器４８ａ'における圧縮空気流路８３ａと冷却流路８４ａは平行流となり、高圧側熱交換器４８ｂにおける圧縮空気流路８３ｂと冷却流路８４ｂは対向流となっている。

【００５５】

10

このような変形例においては、圧縮空気流路８３ａ'、８３ｂの圧縮空気がともに下方向に流れるため、圧縮空気中に発生したドレンが滞留するのを防止することができる。また、低圧側熱交換器４８ａ'における圧縮空気流路８３ａと冷却流路８４ａを平行流とすることにより、冷却能力は低下するものの、ドレンの発生を抑えて高圧段圧縮機本体４７に発錆が生じるのを防止することができる。また、低圧側熱交換器４８'が若干大きく（言い換えれば、低圧側熱交換器４８ａを構成するチャンネルプレート８０が若干多く）なったとしても、低圧側の圧縮空気のほうがその体積が大きく、圧力損失の影響を低減できるので好ましい。

【図面の簡単な説明】

【００５６】

20

【図１】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の第１の実施形態の全体構造を表す模式図である。

【図２】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の第１の実施形態を構成するプレート式熱交換器の構造を一例として表す斜視分解図である。

【図３】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の第２の実施形態の全体構造を表す模式図である。

【図４】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の第２の実施形態を構成するプレート式熱交換器の概略構造を表す模式図である。

【図５】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の第２の実施形態を構成するプレート式熱交換器の構造を一例として表す斜視分解図である。

30

【図６】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の第３の実施形態の全体構造を表す模式図である。

【図７】本発明の無給油式スクリー空気圧縮機の一変形例を構成するプレート式熱交換器の概略構造を表す模式図である。

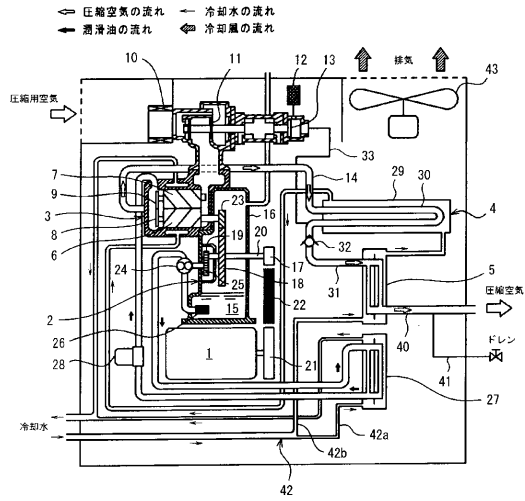
【符号の説明】

【００５７】

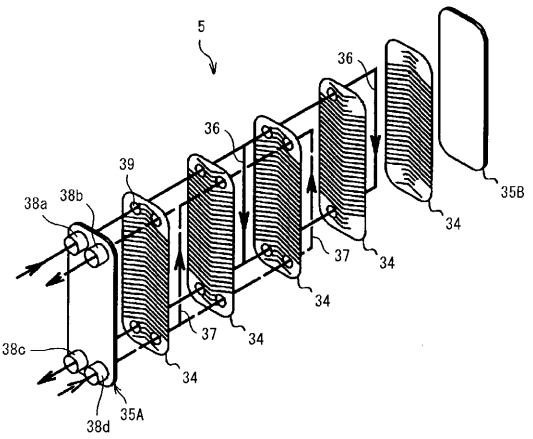
- ３ 圧縮機本体
- ４ チューブ式熱交換器
- ５ プレート式熱交換器
- ４６ 低圧段圧縮機本体
- ４７ 高圧段圧縮機本体
- ４８ プレート式熱交換器
- ４８ａ 低圧側熱交換器
- ４８ｂ 高圧側熱交換器
- ８３ａ 圧縮空気流路（第１の圧縮空気流路）
- ８３ｂ 圧縮空気流路（第２の圧縮空気流路）
- ８４ａ 第１の冷却流路（第１の冷却流路）
- ８４ｂ 第２の冷却流路（第２の冷却流路）
- ９０ チューブ式熱交換器

40

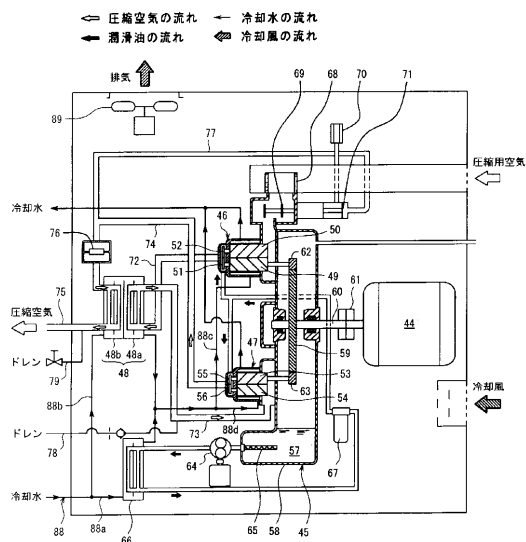
【図 1】



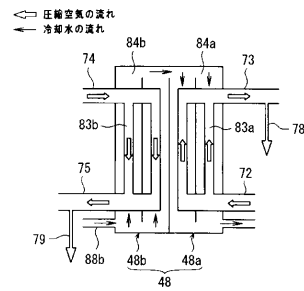
【図 2】



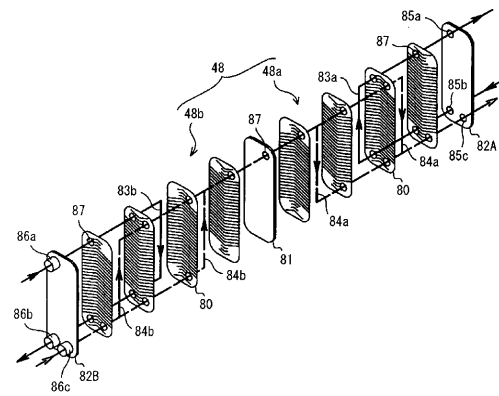
【図 3】



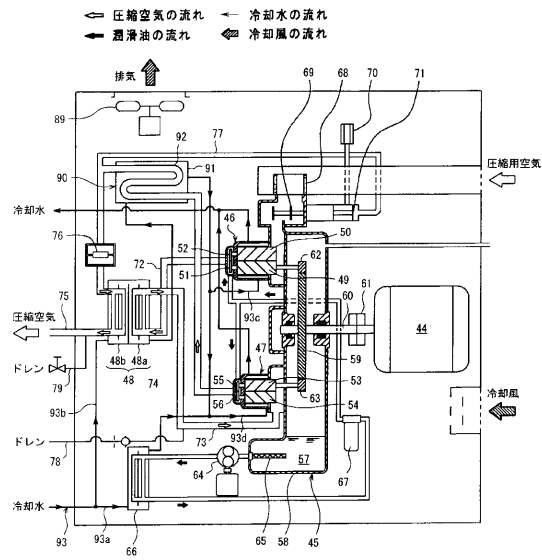
【図 4】



【図 5】



【図 6】



【図 7】

