

(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2017-3252

(P2017-3252A)

(43) 公開日 平成29年1月5日(2017.1.5)

(51) Int.Cl.

F25B 1/00 (2006.01)

F I

F25B 1/00 396S

F25B 1/00 ZAB

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2016-65585 (P2016-65585)
 (22) 出願日 平成28年3月29日 (2016.3.29)
 (31) 優先権主張番号 特願2015-116413 (P2015-116413)
 (32) 優先日 平成27年6月9日 (2015.6.9)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 314012076
 パナソニックIPマネジメント株式会社
 大阪府大阪市中央区城見2丁目1番61号
 (74) 代理人 100107641
 弁理士 鎌田 耕一
 (74) 代理人 100168273
 弁理士 古田 昌稔
 (72) 発明者 河野 文紀
 大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
 ソニック株式会社内
 (72) 発明者 田村 朋一郎
 大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
 ソニック株式会社内

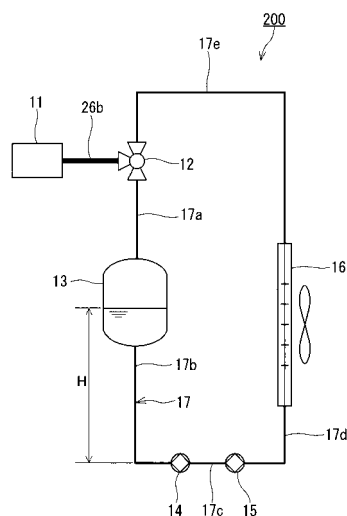
(54) 【発明の名称】 熱交換装置及びヒートポンプ装置

(57) 【要約】

【課題】装置の大型化を抑制しつつ、熱交換装置又はヒートポンプ装置の性能を向上させるための技術を提供する。

【解決手段】本開示の熱交換装置(200)は、冷媒蒸気供給源(11)、エジェクタ(12)、抽出器(13)、第1ポンプ(14)、第2ポンプ(15)、放熱器(16)及び液経路(17)を備えている。第1ポンプ(14)は、速度型ポンプであって、抽出器(13)と放熱器(16)との間において液経路(17)に設けられている。第2ポンプ(15)は、容積型ポンプであって、第1ポンプ(14)の吐出口からエジェクタ(12)の冷媒液の入口までの液経路(17)の区間に設けられている。

【選択図】図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒蒸気を供給する冷媒蒸気供給源と、
入力された冷媒液を冷却し、前記冷媒液を出力する放熱器と、
前記冷媒蒸気供給源から供給された前記冷媒蒸気と前記放熱器から出力された前記冷媒液とを受け取り、前記冷媒蒸気と前記冷媒液との冷媒混合流を生成するエジェクタと、
前記エジェクタから出力された前記冷媒混合流を受け取り、前記冷媒混合流から前記冷媒液を分離して貯留し、貯留された前記冷媒液を出力する抽出器と、
環状に構成されて、前記抽出器、前記放熱器、及び前記エジェクタがこの順に設けられ、前記冷媒液が循環する液経路と、
速度型ポンプであって、前記抽出器の出口と前記放熱器の入口との間において前記液経路に設けられ、前記冷媒液を前記抽出器から前記放熱器に圧送する第 1 ポンプと、
容積型ポンプであって、前記第 1 ポンプの吐出口から前記エジェクタの前記冷媒液の入口までの前記液経路の区間に設けられた第 2 ポンプと、
を備えた、熱交換装置。

10

【請求項 2】

前記第 1 ポンプの吐出口から前記第 2 ポンプの吸入口までの前記液経路の区間に設けられ、速度型ポンプである第 3 ポンプをさらに備えた、請求項 1 に記載の熱交換装置。

【請求項 3】

前記第 2 ポンプは、前記第 1 ポンプの吐出口から前記放熱器の入口までの間において前記液経路に設けられている、請求項 1 又は 2 に記載の熱交換装置。

20

【請求項 4】

前記第 1 ポンプは、前記液経路において、鉛直方向に関して最も低い位置にある、請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 項に記載の熱交換装置。

【請求項 5】

前記第 1 ポンプ及び第 2 ポンプは、鉛直方向において同じ高さに位置している、請求項 1 ～ 4 のいずれか 1 項に記載の熱交換装置。

【請求項 6】

前記第 1 ポンプの必要吸込みヘッドは、前記第 2 ポンプの必要吸込みヘッドより小さく、かつ前記第 1 ポンプの昇圧幅は、前記第 2 ポンプの必要吸込みヘッドよりも大きい、請求項 1 ～ 5 のいずれか 1 項に記載の熱交換装置。

30

【請求項 7】

前記第 2 ポンプのポンプ効率は、前記第 1 ポンプのポンプ効率よりも高い、請求項 1 ～ 6 のいずれか 1 項に記載の熱交換装置。

【請求項 8】

前記冷媒は、 20 ± 15 での飽和蒸気圧が大気圧よりも低い、請求項 1 ～ 7 のいずれか 1 項に記載の熱交換装置。

【請求項 9】

請求項 1 ～ 8 のいずれか 1 項に記載の熱交換装置を備えたヒートポンプ装置であって、前記冷媒蒸気供給源は、入力された冷媒蒸気を圧縮して前記エジェクタに出力する圧縮機である、ヒートポンプ装置。

40

【請求項 10】

前記圧縮機に供給するべき前記冷媒蒸気を生成する蒸発器と、
前記抽出器と前記蒸発器とを接続し、前記蒸発器から出力されて前記圧縮機及び前記エジェクタを經由して前記抽出器に供給された前記冷媒蒸気の質量と等しい質量の前記冷媒液を前記抽出器から前記蒸発器へ戻すための液戻し経路と、
をさらに備えた、請求項 9 に記載のヒートポンプ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

50

本開示は、熱交換装置及びヒートポンプ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、熱交換装置は、空気調和装置、冷凍冷蔵庫、給湯機などの機器に応用された冷凍サイクル装置に使用されている。特許文献1には、地球環境に対する負荷が極めて小さい冷媒として水を用いた冷凍サイクル装置が開示されている。特許文献1に開示された冷凍サイクル装置を図6に示す。

【0003】

図6に示すように、冷凍サイクル装置100は、蒸発器110、凝縮器120、連結配管130及び連結配管150を備えている。蒸発器110の上部は、連結配管130によって凝縮器120の上部に接続されている。連結配管130には、圧縮機140が設けられている。蒸発器110の下部は、連結配管150によって凝縮器120の下部に接続されている。蒸発器110には蒸発器側液経路160が接続されている。蒸発器側液経路160には、負荷180及び冷水ポンプ220が設けられている。凝縮器120には凝縮器側液経路170が接続されている。凝縮器側液経路170には、冷却塔210及び冷却水ポンプ230が設けられている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特許第4454456号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

地球温暖化などの環境意識の高まりから、熱交換装置又はヒートポンプ装置には更なる性能の向上が求められている。しかし、熱交換装置又はヒートポンプ装置の性能を向上させるための技術は、しばしば装置の大型化を招く。

【0006】

本開示は、装置の大型化を抑制しつつ、熱交換装置又はヒートポンプ装置の性能を向上させるための技術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】

【0007】

すなわち、本開示は、

冷媒蒸気を供給する冷媒蒸気供給源と、

入力された冷媒液を冷却し、前記冷媒液を出力する放熱器と、

前記冷媒蒸気供給源から供給された前記冷媒蒸気と前記放熱器から出力された前記冷媒液とを受け取り、前記冷媒蒸気と前記冷媒液との冷媒混合流を生成するエジェクタと、

前記エジェクタから出力された前記冷媒混合流を受け取り、前記冷媒混合流から前記冷媒液を分離して貯留し、貯留された前記冷媒液を出力する抽出器と、

環状に構成されて、前記抽出器、前記放熱器、及び前記エジェクタがこの順に設けられ、前記冷媒液が循環する液経路と、

速度型ポンプであって、前記抽出器の出口と前記放熱器の入口との間において前記液経路に設けられ、前記冷媒液を前記抽出器から前記放熱器に圧送する第1ポンプと、

容積型ポンプであって、前記第1ポンプの吐出口から前記エジェクタの前記冷媒液の入口までの前記液経路の区間に設けられた第2ポンプと、

を備えた、熱交換装置を提供する。

【発明の効果】

【0008】

上記の技術によれば、第1ポンプ（速度型ポンプ）から抽出器までの高さを低減できるため、熱交換装置を小型化できる。したがって、熱交換装置の大型化を抑制しつつ、熱交換装置の性能を向上させることができる。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】図1は、実施形態1における熱交換装置の構成図である。

【図2】図2は、エジェクタの断面図である。

【図3】図3は、実施形態2における熱交換装置の構成図である。

【図4】図4は、実施形態3におけるヒートポンプ装置の構成図である。

【図5】図5は、実施形態4におけるヒートポンプ装置の構成図である。

【図6】図6は、従来の冷凍サイクル装置の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

10

(本開示の基礎となった知見)

熱交換装置又はヒートポンプ装置の性能を向上させるためには、冷媒の圧力を効率的に上げるための技術が必要である。そこで、本発明者らは、冷媒の圧力を効率的に上げるための技術として、凝縮器を凝縮エジェクタ及び抽出器に置き換える技術を検討した。抽出器は、凝縮エジェクタから吐出された二相状態の冷媒流から冷媒液のみを抽出する役割を担う。圧縮機から吐出された冷媒を凝縮エジェクタで高効率に昇圧し、凝縮させることで圧縮機の仕事を低減し、これにより、システムのCOP (Coefficient Of Performance) を向上させることができる。

【0011】

20

しかし、本発明者らは、上記の技術を採用したシステムにおいては、従来のシステムと比較して、10倍以上のポンプ吐出圧力が必要であることを見出した。すなわち、システムのCOPを向上させるためには、ポンプとエジェクタとによる昇圧効率が圧縮機の昇圧効率を上回ることが必要である。しかし、高いポンプ効率を維持したままポンプ吐出圧力を大きくするためには、ポンプのキャピテーションを抑制するために必要なヘッド(必要吸込みヘッド: NPSHr)が大幅に増加する。必要なポンプ吐出圧力が10倍になれば、必要吸込みヘッドも約10倍になる。このNPSHrは、ポンプの吸入口から抽出器の内部の液面までの高さ(水位ヘッド)で確保する必要がある。例えば、特許文献1に記載された従来の冷凍サイクル装置では、1mの水位ヘッドが確保されている。特許文献1に記載された従来の冷凍サイクル装置において、凝縮器120をエジェクタ及び抽出器に置き換えた場合、10m以上の水位ヘッドが必要となる。このことが、システムの大型化を招く。

30

【0012】

上記の通り、本発明者らは、凝縮器が凝縮エジェクタ及び抽出器に置き換えられ、ポンプ動力によって冷媒蒸気供給源の冷媒蒸気を高効率に昇圧及び凝縮するように構成された熱交換装置を実現するに際し、高いポンプ効率を維持することと、システムの大型化を防ぐこととの両立が困難であるという新規な課題を見出した。かかる新規な課題の発見を端緒として、本発明者らは以下に説明する各態様の発明を想到した。

【0013】

本開示の第1態様にかかる熱交換装置は、
冷媒蒸気を供給する冷媒蒸気供給源と、
入力された冷媒液を冷却し、前記冷媒液を出力する放熱器と、
前記冷媒蒸気供給源から供給された前記冷媒蒸気と前記放熱器から出力された前記冷媒液とを受け取り、前記冷媒蒸気と前記冷媒液との冷媒混合流を生成するエジェクタと、
前記エジェクタから出力された前記冷媒混合流を受け取り、前記冷媒混合流から前記冷媒液を分離して貯留し、貯留された前記冷媒液を出力する抽出器と、
環状に構成されて、前記抽出器、前記放熱器、及び前記エジェクタがこの順に設けられ、前記冷媒液が循環する液経路と、
速度型ポンプであって、前記抽出器の出口と前記放熱器の入口との間において前記液経路に設けられ、前記冷媒液を前記抽出器から前記放熱器に圧送する第1ポンプと、
容積型ポンプであって、前記第1ポンプの吐出口から前記エジェクタの前記冷媒液の入

40

50

口までの前記液経路の区間に設けられた第 2 ポンプと、
を備えたものである。

【 0 0 1 4 】

第 1 態様によれば、第 1 ポンプの昇圧幅は、第 2 ポンプの N P S H r に相当する昇圧幅に設定されうる。第 2 ポンプの N P S H r がエジェクタの必要圧力に比べると十分に小さいため、第 1 ポンプに要求される昇圧幅も小さく、第 1 ポンプの N P S H r も小さい。したがって、第 1 ポンプに速度型ポンプを使用することで、小さい N P S H r で高効率な昇圧が可能となる。また、第 2 ポンプは、第 2 ポンプの N P S H r に相当する昇圧幅で昇圧された冷媒液を吸入するので、第 2 ポンプにおいてキャビテーションによる性能低下が起きるリスクも低下する。そのため、第 2 ポンプに高効率の容積型ポンプを使用することで、エジェクタの必要圧力まで高効率に冷媒液を昇圧することが可能となる。したがって、本実施形態によれば、第 1 ポンプから抽出器までの高さを低減することによって熱交換装置の小型化を図りつつ、エジェクタの必要圧力まで高効率に冷媒液を昇圧することが可能となる。

10

【 0 0 1 5 】

本開示の第 2 態様において、例えば、第 1 態様にかかる熱交換装置は、前記第 1 ポンプの吐出口から前記第 2 ポンプの吸入口までの前記液経路の区間に設けられた速度型ポンプである第 3 ポンプをさらに備える。第 2 態様によれば、第 1 ポンプの昇圧幅をさらに低減できることから、第 1 ポンプの N P S H r をさらに小さくすることができ、熱交換装置をさらに小型化することができる。

20

【 0 0 1 6 】

本開示の第 3 態様において、例えば、第 1 態様又は第 2 態様にかかる熱交換装置の前記第 2 ポンプは、前記第 1 ポンプの吐出口から前記放熱器の入口までの間において前記液経路に設けられている。

【 0 0 1 7 】

本開示の第 4 態様において、例えば、第 1 態様～第 3 態様のいずれか 1 つにかかる熱交換装置の前記第 1 ポンプは、前記液経路において、鉛直方向に関して最も低い位置にある。

【 0 0 1 8 】

本開示の第 5 態様において、例えば、第 1 態様～第 4 態様のいずれか 1 つにかかる熱交換装置の前記第 1 ポンプ及び第 2 ポンプは、鉛直方向において同じ高さに位置している。

30

【 0 0 1 9 】

本開示の第 6 態様において、例えば、第 1 態様～第 5 態様のいずれか 1 つにかかる熱交換装置の前記第 1 ポンプの必要吸込みヘッドは、前記第 2 ポンプの必要吸込みヘッドより小さく、かつ前記第 1 ポンプの昇圧幅は、前記第 2 ポンプの必要吸込みヘッドよりも大きい。

【 0 0 2 0 】

本開示の第 7 態様において、例えば、第 1 態様～第 6 態様のいずれか 1 つにかかる熱交換装置の前記第 2 ポンプのポンプ効率は、前記第 1 ポンプのポンプ効率よりも高い。なお、「第 2 ポンプのポンプ効率は、前記第 1 ポンプのポンプ効率よりも高い」とは、第 2 ポンプの最大効率が、第 1 ポンプの最大効率よりも高いことを意味する。

40

【 0 0 2 1 】

本開示の第 8 態様において、例えば、第 1 態様～第 7 態様のいずれか 1 つにかかる熱交換装置の前記冷媒は、 20 ± 15 での飽和蒸気圧が大気圧よりも低い。

【 0 0 2 2 】

本開示の第 9 態様のヒートポンプ装置は、第 1 態様～第 8 態様のいずれか 1 つにかかる熱交換装置を備え、前記冷媒蒸気供給源は、入力された冷媒蒸気を圧縮して前記エジェクタに出力する圧縮機である。第 9 態様によれば、第 1 態様と同じ効果が得られる。

【 0 0 2 3 】

本開示の第 10 態様において、例えば、第 9 態様にかかるヒートポンプ装置は、前記圧

50

縮機に供給すべき前記冷媒蒸気を生成する蒸発器と、前記抽出器と前記蒸発器とを接続し、前記蒸発器から出力されて前記圧縮機及び前記エジェクタを経由して前記抽出器に供給された前記冷媒蒸気の質量と等しい質量の前記冷媒液を前記抽出器から前記蒸発器へ戻すための液戻し経路と、をさらに備える。液戻し経路によって、蒸発器の冷媒液の量と抽出器の冷媒液の量とのバランスをとれば、ヒートポンプ装置を安定的に運転することが可能である。

【 0 0 2 4 】

以下、本開示の実施形態について、図面を参照しながら説明する。本開示は、以下の実施形態に限定されない。

【 0 0 2 5 】

(実施形態 1)

図 1 に示すように、本実施形態の熱交換装置 2 0 0 は、冷媒蒸気供給源 1 1、エジェクタ 1 2、抽出器 1 3、第 1 ポンプ 1 4、第 2 ポンプ 1 5、放熱器 1 6 及び第 1 液経路 1 7 を備えている。第 1 液経路 1 7 は、環状に構成され、配管 1 7 a ~ 1 7 e を含む。第 1 液経路 1 7 は、エジェクタ 1 2、抽出器 1 3、第 1 ポンプ 1 4、第 2 ポンプ 1 5 及び放熱器 1 6 が配管 1 7 a ~ 1 7 e によってこの順番で環状に接続されることで構成される。

【 0 0 2 6 】

冷媒蒸気供給源 1 1 は、冷媒蒸気（気相の冷媒）をエジェクタ 1 2 に供給できるものであれば特に限定されない。冷媒蒸気供給源 1 1 は、例えば、ヒートポンプ装置の構成要素である圧縮機である。冷媒蒸気供給源 1 1 は、工場排熱を利用して冷媒（例えば水）を気化させ、冷媒蒸気として出力する蒸発器であってもよい。

【 0 0 2 7 】

図 2 に示すように、エジェクタ 1 2 は、第 1 ノズル 2 3、第 2 ノズル 2 5、混合部 2 7 及びディフューザ部 2 8 を有する。第 1 ノズル 2 3 は配管 1 7 e によって放熱器 1 6 に接続されている。配管 1 7 e を通じて、放熱器 1 6 から流出した冷媒液（液相の冷媒）が駆動流として第 1 ノズル 2 3 に供給される。第 2 ノズル 2 5 は、配管 2 6 b（蒸気経路）によって冷媒蒸気供給源 1 1 に接続されている。第 1 ノズル 2 3 から噴射される液冷媒の温度は、放熱器 1 6 によって下げられている。第 1 ノズル 2 3 から加速しながら噴射された冷媒液と、第 2 ノズル 2 5 から膨張及び加速しながら噴射された冷媒蒸気は、混合部 2 7 で混合される。そして、冷媒液と冷媒蒸気との間の温度差に起因する第 1 の凝縮と、冷媒液と冷媒蒸気との間のエネルギーの輸送及び冷媒液と冷媒蒸気との間の運動量の輸送に基づく昇圧効果に起因する第 2 の凝縮とが起こる。冷媒蒸気供給源 1 1 から供給された冷媒蒸気は、配管 2 6 b を通じて第 2 ノズル 2 5 に連続的に吸い込まれる。また、2 段階の凝縮過程を経てクオリティ（乾き度）の小さい冷媒混合流が生成される。ディフューザ部 2 8 は、冷媒混合流を減速することによって静圧を回復させる。このような構造のエジェクタ 1 2 において、冷媒の温度及び圧力が上昇する。

【 0 0 2 8 】

また、エジェクタ 1 2 は、ニードルバルブ 2 9 及びサーボアクチュエータ 3 0 を備えている。ニードルバルブ 2 9 及びサーボアクチュエータ 3 0 は、駆動流としての冷媒液の流量を調整するための流量調整器である。ニードルバルブ 2 9 によって、第 1 ノズル 2 3 の先端のオリフィスの断面積を変更できる。サーボアクチュエータ 3 0 によって、ニードルバルブ 2 9 の位置が調節される。これにより、第 1 ノズル 2 3 を流れる冷媒液の流量を調整できる。

【 0 0 2 9 】

抽出器 1 3 は、エジェクタ 1 2 から冷媒混合流を受け取り、冷媒混合流から冷媒液を抽出し、貯留する。つまり、抽出器 1 3 は、冷媒液と冷媒蒸気とを分離する役割を担っている。抽出器 1 3 からは基本的に冷媒液のみが取り出される。抽出器 1 3 は、例えば、断熱性を有する耐圧容器によって形成されている。ただし、冷媒液を抽出できる限りにおいて、抽出器 1 3 の構造は特に限定されない。

【 0 0 3 0 】

第 1 液経路 17 は、抽出器 13 から出力された冷媒液を、放熱器 16 及びエジェクタ 12 を経由して抽出器 13 に戻す経路である。第 1 経路 17 は、環状に構成されている。第 1 経路 17 には、抽出器 13、放熱器 16、及びエジェクタ 12 がこの順に設けられている。冷媒液は、第 1 経路 17 を循環する。

【0031】

第 1 ポンプ 14 は、抽出器 13 と放熱器 16 との間（詳細には、抽出器 13 の出口と放熱器 16 の入口の間）において、第 1 液経路 17 に設けられている。第 1 ポンプ 14 は、抽出器 13 から出力された冷媒液を放熱器 16 に圧送する。

【0032】

本実施形態において、第 1 ポンプ 14 は速度型ポンプである。速度型ポンプは、入力された流体（冷媒液）に速度を与え、与えた速度を静圧回復することで圧力を上げ、その流体を送出するポンプである。速度型ポンプの例には、遠心ポンプ、斜流ポンプ、軸流ポンプなどが含まれる。第 1 ポンプ 14 は、第 1 ポンプ 14 の吸入口から抽出器 13 の内部の冷媒液の液面までの高さ H が第 1 ポンプ 14 の $NPSHr$ よりも大きくなるような位置に配置されている。

10

【0033】

第 2 ポンプ 15 は、第 1 ポンプ 14 の吐出口からエジェクタ 12 の液入口（冷媒液の入口、駆動流の入口）までの第 1 液経路 17 の区間に設けられている。本実施形態において、第 2 ポンプ 15 は、第 1 ポンプ 14 の吐出口と放熱器 16 の入口との間において、第 1 液経路 17 に設けられている。このような位置に第 2 ポンプ 15 が配置されている場合、第 1 ポンプ 14 の吐出口から第 2 ポンプ 15 の吸入口までの区間における圧力損失をなるべく減らすことができる。その結果、第 2 ポンプ 15 がキャビテーションを起こす可能性がさらに低下する。また、起動時などの過渡期に第 2 ポンプ 15 が気相の冷媒を吸い込む可能性も下がる。ただし、第 2 ポンプ 15 は、放熱器 16 の出口とエジェクタ 12 の液入口との間において、第 1 液経路 17 に設けられていてもよい。つまり、第 2 ポンプ 15 は、放熱器 16 の下流側に位置していてもよい。

20

【0034】

本実施形態において、第 2 ポンプ 15 は容積型ポンプである。容積型ポンプは、入力された流体（冷媒液）に対して容積を変化させて圧力を上げることで、その流体を送出するポンプである。容積型ポンプの例には、ピストンポンプ、プランジャポンプ、ギアポンプ、ルーツポンプ、ベーンポンプ、ロータリポンプなどが含まれる。

30

【0035】

本実施形態において、第 1 ポンプ 14 は、第 1 液経路 17 において、鉛直方向に関して最も低い位置にある。鉛直方向における第 1 ポンプ 14 と第 2 ポンプ 15 との位置関係は特に限定されない。ただし、鉛直方向において第 2 ポンプ 15 が第 1 ポンプ 14 と同じ高さにあることが望ましい。

【0036】

本実施形態によれば、冷媒液は、第 1 ポンプ 14 において、第 2 ポンプ 15 がキャビテーションを起こさない圧力まで昇圧される。第 1 ポンプ 14 に要求される最も重要な性能は、小さい $NPSHr$ でキャビテーションを起こしにくいことである。つまり、第 1 ポンプ 14 として、容積型ポンプよりも速度型ポンプが適している。速度型ポンプは、高い圧力まで冷媒液を昇圧することが難しいものの、小さい $NPSHr$ でキャビテーションを起こしにくい。他方、第 2 ポンプ 15 に要求される最も重要な性能は、高効率であること、高い圧力まで冷媒液を昇圧できることである。つまり、第 2 ポンプ 15 として、速度型ポンプよりも容積型ポンプが適している。第 1 ポンプ 14 の $NPSHr$ が第 2 ポンプ 15 の $NPSHr$ よりも小さい。（第 1 ポンプ 14 の $NPSHr$ ）／（第 2 ポンプ 15 の $NPSHr$ ）の値は、例えば、0.1 程度である。

40

【0037】

放熱器 16 は、フィンチューブ熱交換器、シェルチューブ熱交換器、冷却塔などの公知の熱交換器によって形成されている。

50

【 0 0 3 8 】

次に、熱交換装置 2 0 0 の動作を説明する。

【 0 0 3 9 】

まず、エジェクタ 1 2 は、冷媒蒸気供給源 1 1 から吐出された冷媒蒸気と放熱器 1 6 から出力された冷媒液とを受け取り、冷媒混合流を生成する。エジェクタ 1 2 で生成された冷媒混合流は、抽出器 1 3 に入力される。抽出器 1 3 において、冷媒液が抽出され、貯留される。抽出器 1 3 に貯留された冷媒液は、第 1 ポンプ 1 4、第 2 ポンプ 1 5 及び放熱器 1 6 を経由してエジェクタ 1 2 に供給される。第 1 ポンプ 1 4 は、配管の圧損による有効ヘッドの損失を抑えるために、抽出器 1 3 の出口と放熱器 1 6 の入口との間において第 1 液経路 1 7 に配置されている。抽出器 1 3 に貯留された冷媒液は、まず、第 1 ポンプ 1 4 に吸入され、第 1 ポンプ 1 4 において昇圧される。第 1 ポンプ 1 4 によって昇圧された冷媒液は、第 1 ポンプ 1 4 の出口とエジェクタ 1 2 の液入口との間において第 1 液経路 1 7 に配置された第 2 ポンプ 1 5 によってさらに昇圧される。第 2 ポンプ 1 5 は、放熱器 1 6 の出口とエジェクタ 1 2 の液入口との間において第 1 液経路 1 7 に配置されていてもよい。

10

【 0 0 4 0 】

本実施形態において、抽出器 1 3 で抽出された冷媒液は、第 1 ポンプ 1 4 で昇圧された後、第 2 ポンプ 1 5 によってさらに昇圧される。第 1 ポンプ 1 4 の昇圧幅は、第 2 ポンプ 1 5 の N P S H r に相当する昇圧幅に設定されうる。第 2 ポンプ 1 5 の N P S H r がエジェクタ 1 2 の必要圧力に比べると十分に小さいため、第 1 ポンプ 1 4 に要求される昇圧幅も小さく、第 1 ポンプ 1 4 の N P S H r も小さい。したがって、第 1 ポンプ 1 4 に速度型ポンプを使用することで、小さい N P S H r で高効率な昇圧が可能となる。また、第 2 ポンプ 1 5 は、第 2 ポンプ 1 5 の N P S H r に相当する昇圧幅で昇圧された冷媒液を吸入するので、第 2 ポンプ 1 5 においてキャビテーションによる性能低下が起きるリスクも低下する。そのため、第 2 ポンプ 1 5 に高効率の容積型ポンプを使用することで、エジェクタ 1 2 の必要圧力まで高効率に冷媒液を昇圧することが可能となる。したがって、本実施形態によれば、第 1 ポンプ 1 4 から抽出器 1 3 までの高さを低減することによって熱交換装置 2 0 0 の小型化を図りつつ、エジェクタ 1 2 の必要圧力まで高効率に冷媒液を昇圧することが可能となる。

20

【 0 0 4 1 】

30

(実施形態 2)

図 3 に示すように、本実施形態の熱交換装置 3 0 0 は、図 1 を参照して説明した熱交換装置 2 0 0 の構成に加え、第 3 ポンプ 1 8 をさらに備えている。本実施形態において、第 1 液経路 1 7 は、環状に構成され、配管 1 7 a ~ 1 7 f を含む。第 1 液経路 1 7 は、エジェクタ 1 2、抽出器 1 3、第 1 ポンプ 1 4、第 3 ポンプ 1 8、放熱器 1 6 及び第 2 ポンプ 1 5 が配管 1 7 a ~ 1 7 f によってこの順番で環状に接続されることで構成される。

【 0 0 4 2 】

第 3 ポンプ 1 8 は、第 1 ポンプ 1 4 と第 2 ポンプ 1 5 との間において第 1 液経路 1 7 に設けられている。詳細には、第 3 ポンプ 1 8 は、第 1 ポンプ 1 4 の吐出口から第 2 ポンプ 1 5 の吸入口までの第 1 液経路 1 7 の区間に設けられている。より詳細には、第 3 ポンプ 1 8 は、第 1 ポンプ 1 4 の吐出口から放熱器 1 6 の入口までの第 1 液経路 1 7 の区間に設けられている。第 3 ポンプ 1 8 は、速度型ポンプである。また、第 1 ポンプ 1 4 と第 2 ポンプ 1 5 との間において第 1 液経路 1 7 には、1 又は複数のポンプがさらに設けられていてもよい。つまり、第 1 ポンプ 1 4 の吐出口から第 2 ポンプ 1 5 の吸入口までの第 1 液経路 1 7 の区間には、第 3 ポンプ 1 8 ~ 第 N ポンプ (N は、4 以上の整数) を含む複数のポンプが冷媒液の流れ方向に沿ってこの順番で配置されていてもよい。それらのポンプは、速度型ポンプでありうる。

40

【 0 0 4 3 】

熱交換装置 3 0 0 において、第 2 ポンプ 1 5 は、放熱器 1 6 の出口とエジェクタ 1 2 の液入口との間に配置されている。ただし、第 2 ポンプ 1 5 は、上記した第 N ポンプの吐出

50

口と放熱器 16 の入口との間に配置されてもよい。すなわち、第 3 ポンプ 18 及び追加のポンプは、放熱器 16 の位置によらず、第 1 ポンプ 14 の吐出口と第 2 ポンプ 15 の吸入口との間に配置されうる。

【0044】

本実施形態によれば、複数の速度型ポンプが第 1 液経路 17 に配置されている。速度型ポンプを多段化すれば、通過する流体（冷媒液）には、それぞれのポンプから速度が与えられる。そのため、速度型ポンプが 1 つのみ設けられている場合と比べて、多段化された速度型ポンプ全体としての効率を大幅に高めることができる。複数の速度型ポンプの合計の $NPSHr$ は、第 2 ポンプ 15 の $NPSHr$ よりも小さい。（複数の速度型ポンプの合計の $NPSHr$ ）/（第 2 ポンプ 15 の $NPSHr$ ）の値は、例えば、0.1 以下である。

10

【0045】

本実施形態によれば、第 1 ポンプ 14 の昇圧幅をさらに低減できることから、第 1 ポンプ 14 の $NPSHr$ をさらに小さくすることができ、熱交換装置 300 をさらに小型化することができる。

【0046】

（変形例）

図 1 に示す熱交換装置 200 及び図 3 に示す熱交換装置 300 には、常温（日本工業規格：20 ± 15 / JIS Z8703）での飽和蒸気圧が負圧（絶対圧で大気圧よりも低い圧力）の冷媒が充填されていてもよい。そのような冷媒としては、水、アルコール又はエーテルを主成分として含む冷媒が挙げられる。熱交換装置 200、300 の運転時において、熱交換装置 200、300 の内部の圧力は、大気圧よりも低い。冷媒蒸気供給源 11 の出口の圧力は、例えば、5 ~ 15 kPa A の範囲にある。冷媒として、凍結防止などの理由から、水を主成分として含み、エチレングリコール、ナイブライン（登録商標）、無機塩類などが質量％に換算して 10 ~ 40 % 混合された冷媒を用いることもできる。「主成分」とは、質量比で最も多く含まれた成分を意味する。熱交換装置 200、300 に上記のような冷媒が充填されている場合、常温での飽和蒸気圧が正圧の冷媒が充填されている場合に比べ、システムは大型化する傾向にある。したがって、常温での飽和蒸気圧が負圧の冷媒を使用したシステムに対し、本明細書に開示された技術は、より顕著な効果をもたらす。

20

30

【0047】

（実施形態 3）

図 4 は、実施形態 3 におけるヒートポンプ装置の構成図である。本実施形態のヒートポンプ装置 400（冷凍サイクル装置）は、第 1 熱交換ユニット 40、第 2 熱交換ユニット 42、圧縮機 31 及び蒸気経路 26 を備えている。第 1 熱交換ユニット 40 及び第 2 熱交換ユニット 42 は、それぞれ、放熱側回路及び吸熱側回路を形成している。第 2 熱交換ユニット 42 で生成された冷媒蒸気が圧縮機 31 及び蒸気経路 26 を経由して第 1 熱交換ユニット 40 に供給される。

【0048】

圧縮機 31、蒸気経路 26 の下流部分 26b 及び第 1 熱交換ユニット 40 は、図 1 を参照して説明した熱交換装置 200 に対応する。つまり、ヒートポンプ装置 400 は、熱交換装置 200 を備えている。圧縮機 31 は、冷媒蒸気供給源 11 に対応し、入力された冷媒蒸気を圧縮してエジェクタ 12 に出力する。したがって、ヒートポンプ装置 400 においても、先の実施形態 1 で説明した効果と同じ効果が得られる。

40

【0049】

第 1 熱交換ユニット 40 には、実施形態 1 の熱交換装置 200 に関する説明が援用されうる。

【0050】

第 2 熱交換ユニット 42 は、蒸発器 19、ポンプ 20（蒸発器側ポンプ）及び熱交換器 21 を有する。蒸発器 19 は、冷媒液を貯留し、冷媒液を蒸発させることによって圧縮機

50

31で圧縮されるべき冷媒蒸気を生成する。蒸発器19、ポンプ20及び熱交換器21が配管22a～22cによって環状に接続されている。蒸発器19は、例えば、断熱性を有する耐圧容器によって形成されている。配管22a～22cは、蒸発器19に貯留された冷媒液を熱交換器21を経由して循環させる第2液経路22を形成している。ポンプ20は、蒸発器19の液出口と熱交換器21の入口との間において第2液経路22に設けられている。ポンプ20によって、蒸発器19に貯留された冷媒液が昇圧され、熱交換器21に圧送される。ポンプ20の吐出圧力は大気圧よりも低い。ポンプ20は、当該ポンプ20の吸入口から蒸発器19の中の冷媒液の液面までの高さ H_e が必要吸込ヘッド(NPSH_r)よりも大きくなるような位置に配置されている。

【0051】

10

熱交換器21は、フィンチューブ熱交換器、シェルチューブ熱交換器などの公知の熱交換器によって形成されている。

【0052】

本実施形態において、蒸発器19は、第2液経路22を循環することによって加熱された冷媒液を内部で直接的に蒸発させる熱交換器である。蒸発器19に貯留された冷媒液は、第2液経路22を循環する冷媒液に直接接触する。つまり、蒸発器19の中の冷媒液の一部が熱交換器21で加熱されて、飽和状態の冷媒液を加熱する熱源として使用される。配管22aの上流端は、蒸発器19の下部に接続されていることが望ましい。配管22cの下流端は、蒸発器19の中間部に接続されていることが望ましい。なお、第2熱交換ユニット42は、蒸発器19に貯留された冷媒液が第2液経路22を循環する他の冷媒液と混ざらないように構成されていてもよい。例えば、蒸発器19がシェルチューブ熱交換器のような熱交換構造を有している場合、第2液経路22を循環する熱媒体によって蒸発器19に貯留された冷媒液を加熱し、蒸発させることができる。熱交換器21には、蒸発器19に貯留された冷媒液を加熱するための熱媒体が流れる。

20

【0053】

蒸気経路26は、上流部分26a及び下流部分26bを有する。蒸気経路26には、圧縮機31が配置されている。蒸気経路26の上流部分26aによって蒸発器19の上部が圧縮機31の吸入口に接続されている。蒸気経路26の下流部分26bによって圧縮機31の吐出口がエジェクタ12の第2ノズル25に接続されている。圧縮機31は、遠心式圧縮機又は容積式圧縮機である。蒸気経路26には、複数の圧縮機が設けられていてもよい。圧縮機31は、上流部分26aを通じて第2熱交換ユニット42の蒸発器19から冷媒蒸気を吸い込み、圧縮する。圧縮された冷媒蒸気は、下流部分26bを通じてエジェクタ12に供給される。

30

【0054】

本実施形態によれば、エジェクタ12において冷媒の温度及び圧力が上げられる。圧縮機31が担うべき仕事を減らせるので、圧縮機31での圧縮比を大幅に削減しつつ、従来と比較して同等又はそれ以上のヒートポンプ装置400の効率を達成できる。また、ヒートポンプ装置400を小型化することも可能となる。

【0055】

40

ヒートポンプ装置400は、第1熱交換ユニット40から第2熱交換ユニット42に冷媒を戻すための液戻し経路32(液戻し管)をさらに備えている。本実施形態では、抽出器13に貯留された冷媒を蒸発器19に転送できるように、液戻し経路32によって抽出器13と蒸発器19とが接続されている。典型的には、抽出器13の下部と蒸発器19の下部とが液戻し経路32によって接続される。冷媒液は、液戻し経路32を通して抽出器13から蒸発器19に戻される。液戻し経路32には、キャピラリ、膨張弁などの膨張機構が設けられていてもよい。

【0056】

液戻し経路32は、抽出器13と蒸発器19とを接続し、圧縮機31によって蒸発器19から抽出器13に運ばれた冷媒蒸気量(質量流量)と等しい質量の冷媒液を抽出器13から蒸発器19に戻すように配置されている。液戻し経路32によって、蒸発器19の冷

50

媒液の量と抽出器 13 の冷媒液の量とのバランスをとれば、ヒートポンプ装置 400 を安定的に運転することが可能である。ただし、蒸発器 19 及び抽出器 13 に貯留された冷媒液の量が、ヒートポンプ装置 400 の運転によって運ばれる冷媒蒸気量に比べて十分大きい場合には、液戻し経路 32 が省略されていてもよい。

【0057】

なお、液戻し経路 32 は、第 1 熱交換ユニット 40 のどの位置から分岐していてもよい。例えば、液戻し経路 32 は、エジェクタ 12 と抽出器 13 とを接続している配管 17a から分岐していてもよいし、抽出器 13 の上部から分岐していてもよい。第 1 熱交換ユニット 40 は、余分な冷媒を適宜排出できるように構成されていてもよく、第 2 熱交換ユニット 42 は、冷媒を適宜補充できるように構成されていてもよい。

10

【0058】

ヒートポンプ装置 400 には、熱交換装置 200 と同様、常温での飽和蒸気圧が負圧の冷媒が使用されうる。

【0059】

(実施形態 4)

図 5 は、実施形態 4 におけるヒートポンプ装置の構成図である。本実施形態のヒートポンプ装置 500 (冷凍サイクル装置) は、第 1 熱交換ユニット 41、第 2 熱交換ユニット 42、圧縮機 31 及び蒸気経路 26 を備えている。第 1 熱交換ユニット 41 及び第 2 熱交換ユニット 42 は、それぞれ、放熱側回路及び吸熱側回路を形成している。第 2 熱交換ユニット 42 で生成された冷媒蒸気が圧縮機 31 及び蒸気経路 26 を経由して第 1 熱交換ユ

20

【0060】

圧縮機 31、蒸気経路 26 の下流部分 26b 及び第 1 熱交換ユニット 41 は、図 3 を参照して説明した熱交換装置 300 に対応する。つまり、ヒートポンプ装置 500 は、熱交換装置 300 を備えている。圧縮機 31 は、冷媒蒸気供給源 11 に対応し、入力された冷媒蒸気を圧縮してエジェクタ 12 に出力する。したがって、ヒートポンプ装置 500 においても、先の実施形態 2 で説明した効果と同じ効果が得られる。

【0061】

第 1 熱交換ユニット 41 には、実施形態 2 の熱交換装置 300 に関する説明が援用されうる。また、第 2 熱交換ユニット 42 の詳細は、実施形態 3 で説明した通りである。

30

【0062】

ヒートポンプ装置 500 には、熱交換装置 300 と同様、常温での飽和蒸気圧が負圧の冷媒が使用されうる。

【0063】

以上に説明したように、本明細書に開示された熱交換装置及びヒートポンプ装置は、第 1 ポンプ 14 (速度型ポンプ) 及び第 2 ポンプ 15 (容積型ポンプ) を備えている。第 1 ポンプ 14 の昇圧幅は、第 2 ポンプ 15 の NPSH_r に相当する昇圧幅に設定されうる。第 2 ポンプ 15 の NPSH_r がエジェクタ 12 の必要圧力に比べると十分に小さいため、第 1 ポンプ 14 に要求される昇圧幅も小さく、第 1 ポンプ 14 の NPSH_r も小さい。したがって、第 1 ポンプ 14 から抽出器 13 までの高さを低減できる。つまり、熱交換装置又はヒートポンプ装置の高さを低減して、システム全体を小型化することが可能となる。

40

【0064】

本明細書に開示された技術によれば、小型で高効率なヒートポンプ装置を提供できる。つまり、設置スペースの小さい建物においてもヒートポンプ装置 400, 500 を用いて空調を行うことができる。また、空調用途だけでなく、ヒートポンプ装置 400, 500 を給湯用途に使用する場合においても、より高温の給湯を行うことが可能となる。

【産業上の利用可能性】

【0065】

本明細書に開示された熱交換装置及びヒートポンプ装置は、蒸気を利用する温水暖房装置、家庭用エアコン、業務用エアコンなどの空気調和装置、給湯機などに適用されうる。

50

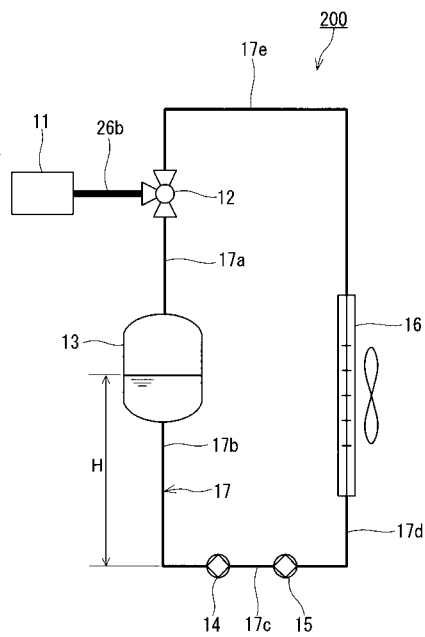
【符号の説明】

【 0 0 6 6 】

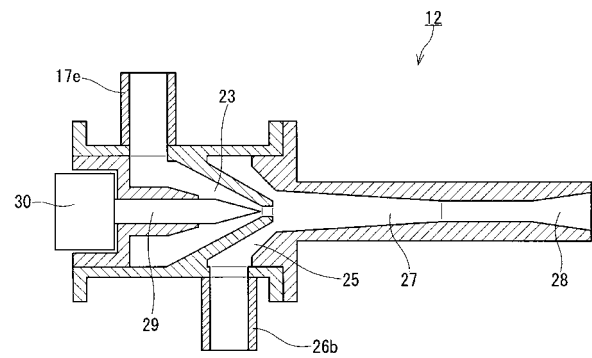
- 1 1 冷媒蒸気供給源
- 1 2 エジェクタ
- 1 3 抽出器
- 1 4 第 1 ポンプ
- 1 5 第 2 ポンプ
- 1 6 放熱器
- 1 7 第 1 液経路
- 1 8 第 3 ポンプ
- 1 9 蒸発器
- 3 1 圧縮機（冷媒蒸気供給源）
- 3 2 液戻し経路
- 2 0 0 , 3 0 0 熱交換装置
- 4 0 0 , 5 0 0 ヒートポンプ装置

10

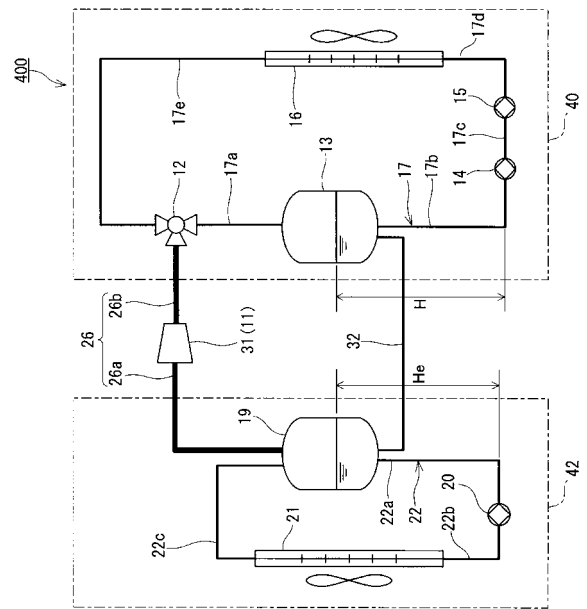
【 図 1 】



【 図 2 】



【 図 4 】



【 図 6 】

