

(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2010-48474

(P2010-48474A)

(43) 公開日 平成22年3月4日(2010.3.4)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 0 4 Q	3 L 2 1 1
B 6 0 H 1/32 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D	
	B 6 0 H 1/32 6 1 3 B	

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2008-213698 (P2008-213698)	(71) 出願人	000001845
(22) 出願日	平成20年8月22日 (2008.8.22)		サンデン株式会社
		(74) 代理人	100091384
			弁理士 伴 俊光
		(72) 発明者	鈴木 謙一
			群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株
			式会社内
		(72) 発明者	松元 雄一
			群馬県伊勢崎市寿町20番地 サンデン株
			式会社内
		Fターム(参考)	3L211 DA23

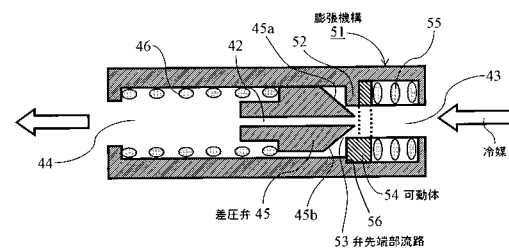
(54) 【発明の名称】 蒸気圧縮式冷凍サイクル

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】冷媒の圧力に応じて膨張機構通過前後の差圧を最適に制御するとともに、冷媒の温度に応じて差圧制御状態を変更可能とし、とくに低負荷での冷媒不足や起動困難性の問題を解消可能な蒸気圧縮式冷凍サイクルを提供する。

【解決手段】膨張機構51の入口側冷媒圧力と出口側冷媒圧力との差圧に応じて膨張機構を通過する冷媒の量を調節する差圧式膨張手段が、差圧が予め設定された開弁開始圧以上になったとき開弁し、差圧の増加に伴い開弁量を増大していく差圧弁45を備えており、該差圧弁は、該差圧弁を貫通して延び、膨張機構に流入した冷媒が常時差圧弁を通過して断熱膨張することのできる冷媒連通路を備え、その差圧弁の、弁先端部流路53は、膨張機構に流入されてくる冷媒の温度に応じて変位可能な可動体54を備えた温度補正手段により、冷媒の温度に応じて流路断面積が可変されるように構成されている。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒の超臨界作動領域を有する蒸気圧縮式の冷凍サイクル中に、該冷凍サイクル中を循環する冷媒を膨張機構により断熱膨張することができ、膨張機構の入口側冷媒圧力と出口側冷媒圧力との差圧に応じて膨張機構を通過する冷媒の量を調節することのできる差圧式膨張手段を備えており、該差圧式膨張手段は、前記差圧が予め設定された開弁開始圧以上になったとき開弁を開始し、前記差圧の増加に伴い開弁量を増大していく差圧弁を備えており、該差圧弁は、該差圧弁を貫通して延び、膨張機構に流入した冷媒が常時差圧弁を通過して断熱膨張することのできる冷媒連通路を備えており、前記差圧弁の閉弁位置は該差圧弁の先端部が膨張機構の躯体の係止部に係止されることによって決められるとともに、該膨張機構の躯体の前記係止部以外の差圧弁の先端部部位には冷媒が常時流通可能な弁先端部流路が形成されており、該弁先端部流路は、膨張機構に流入されてくる冷媒の温度に応じて変位可能な可動体を備えた温度補正手段により、該流入されてくる冷媒の温度に応じて流路断面積が可変されるように構成されていることを特徴とする蒸気圧縮式冷凍サイクル。

10

【請求項 2】

前記差圧弁の閉弁時において、前記流入されてくる冷媒の温度が予め定めた所定値以上の場合、前記弁先端部流路の流路断面積が予め定めた所定の流路断面積に保たれるように構成されている、請求項 1 に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【請求項 3】

前記温度補正手段の可動体は、前記流入されてくる冷媒の温度が低くなるに従い、前記弁先端部流路の流路断面積が大きくなるように変位される、請求項 1 または 2 に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

20

【請求項 4】

前記弁先端部流路の、前記流入されてくる冷媒の温度が予め定めた前記所定値よりも低くなったときの流路断面積が、流路相当直径にて 0.5 mm 以上 0.8 mm 以下の範囲内に設定されている、請求項 2 または 3 に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【請求項 5】

前記温度補正手段の可動体は、前記流入されてくる冷媒の温度が低くなるに従い、前記弁先端部流路の流路断面積が前記差圧弁の冷媒連通路の流路断面積よりも大きくなるように変位される、請求項 3 または 4 に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

30

【請求項 6】

車両用空調装置の冷凍サイクルとして用いられる、請求項 1 ～ 5 のいずれかに記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【請求項 7】

使用される冷媒が二酸化炭素からなる、請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、蒸気圧縮式冷凍サイクルに関し、とくに、自然系冷媒である二酸化炭素を用いた冷凍サイクルを有する車両用空調装置に好適な蒸気圧縮式冷凍サイクルに関する。

40

【背景技術】

【0002】

車両用空調装置における蒸気圧縮式冷凍サイクルについて、その冷媒として自然系冷媒である二酸化炭素を用いている場合においては、外部からの制御信号によって膨張装置の開弁度を制御することで、冷媒の高圧側ラインの圧力を調節するものが知られている（例えば、特許文献 1）。

【0003】

このような冷凍サイクルにおいては、冷凍サイクルの高圧側冷媒温度などを参照するこ

50

とにより冷凍サイクルの成績係数（COP：Coefficient of Performance）が最適となる高圧側圧力を演算し、高圧側圧力が最適となるように膨張装置の弁開度などを制御するようにしている。

【0004】

また、ガスクーラ出口冷媒の圧力、温度に応じてオリフィスの通路断面積を可変できるようにして冷凍サイクルを効率よく運転するようにしたものも提案されている。これは、ガスクーラ出口側における冷媒の圧力および温度は、ガスクーラ出口側における冷媒の温度と成績係数が最大となる圧力とから求めた最適制御線上に沿って制御されるようになり、二酸化炭素使用した冷凍サイクルの効率よい運転を可能にしている。

【特許文献1】特開平7-294033号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

前述のようにガスクーラ出口冷媒の温度を参照することにより演算される最適な高圧側圧力となるように、電気制御式膨張機構を制御する方法や、圧力、温度に応じてオリフィスの通路断面積が可変する機械式の膨張機構などが提案されている。前者は、ガスクーラ出口冷媒温度および圧力を検知し、その検知量に応じて電気式の膨張弁を制御するものであるため、装置が複雑で大型化、制御方法が複雑になり、コストも上昇するとされている。後者は、ガスクーラ出口冷媒温度、圧力に応じてそのオリフィスの通路断面積を可変させるものであり、ガスクーラ出口冷媒温度を感知するため、冷凍サイクルの配管接続が複雑化し、締結部の増加も懸念され、コストも上昇すると考えられる。一般的に二酸化炭素を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルは、高圧側冷媒と低圧側冷媒を熱交換する内部熱交換器を備えている。そのため、ガスクーラから流出した冷媒を前記内部熱交換器に流通させた後、膨張機構へと流入させる構成となっている。その結果、ガスクーラ出口冷媒を検知した後、再度内部熱交換器を流通させてから膨張機構へと流入する構成となることから、前述の機械式の膨張機構では、適用する上で長所に比べて欠点が大きいと考えられる。

【0006】

図1に、ガスクーラ出口冷媒温度に関して、冷媒圧力と冷凍サイクルの成績係数（COP）との関係を示す。図1より、ガスクーラ出口冷媒温度が臨界温度（約31℃）以下では、高圧側冷媒圧力の値が低いほど成績係数が向上する。また、臨界温度以上では、成績係数が最大となるある高圧側冷媒圧力（図1中の点線上の箇所）が存在し、ガスクーラ出口冷媒温度の上昇に伴って、成績係数が極大となる高圧側圧力がより上昇することがわかる。また、ガスクーラ出口冷媒温度が、ある所定温度（約40℃）を超えると、高圧側圧力の変化による成績係数の優劣が小さくなることが確認できる。これらのことから、ガスクーラ出口冷媒温度が30℃～40℃程度の範囲で、高圧側冷媒圧力（圧力制御範囲として約8～10MPa）を積極的に制御することが重要であると考えられる。

【0007】

しかしながら、上述の温度範囲では、成績係数が極大になる高圧側冷媒圧力に制御することができれば成績係数は向上するものの、最適な高圧側冷媒圧力より低い圧力で制御した場合には、成績係数の低下が著しいことがわかる。このことから、上記ガスクーラ出口冷媒温度により高圧側冷媒圧力を制御する方法においては、その効果が期待できるのはある特定の温度帯（30℃～40℃程度の範囲）で、かつ、そのときの高圧側制御圧力は最適圧力以上（例えば、図1に示すAの領域）で制御する必要があると考えられる。

【0008】

また、前述のような膨張機構では、全体的に高圧側圧力を最適高圧に制御することを目的とした膨張機構および制御方法であるため、その装置（冷凍サイクル）の複雑さ、制御の困難さ、コスト高、等のそれぞれの課題が大きい。そのため、ガスクーラ出口冷媒温度を検知して、高圧側冷媒圧力を制御することによる成績係数の向上効果と、冷凍サイクルの配管構成の簡便さ及び制御の簡便さ等とのトレードオフが存在すると考えられる。そのため、冷凍サイクルの配管構成を簡便とし、成績係数向上を狙える膨張機構の開発が望ま

10

20

30

40

50

れている。

【0009】

このような要望に対し、未だ出願未公開の段階にあるが、先に本出願人により、冷媒圧力に応じて膨張機構通過前後の差圧を制御することのできる膨張機構等が提案されており、また、膨張機構通過後の冷媒温度により、膨張機構通過前後の差圧制御の特性を変更することができる膨張機構等についても提案されている（特願2007-115368号）。具体的には冷媒圧力に応じて膨張機構通過前後の差圧を制御する膨張機構において、蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数向上を狙えるような最小の冷媒通路、差圧制御特性を設定することで、冷凍サイクルとしては、簡便な上、成績係数の向上も達成することができる膨張機構が得られた。

10

【0010】

しかしながら、上記のような膨張機構をさまざまな条件にて検討していたところ、下記のような問題点が残されていることが明らかになった。すなわち、この膨張機構を用いた冷凍サイクルにおいて熱負荷が小さい条件では、蒸発器の出口空気温度の温度分布にばらつきが大きくなることがわかった。これは、膨張機構を通過して蒸発器へ流入した冷媒が不足したため、蒸発器内部に適切に冷媒が流れることができず、蒸発器の出口空気温度の温度分布にばらつきが生じていると考えられる。つまり、冷媒が不足した状態となってしまったと考えられる。また、本発明者らにより、冷媒が不足したこのような状態は、膨張機構の冷媒通路の最小径を大きくすることで解消されることは確認されている。しかしながら、前述の通り蒸気圧縮式冷凍サイクルの成績係数向上を狙って膨張機構の冷媒流路の最小径を決定していることから、冷媒流路の最小径を拡大することは成績係数の低下につながってしまう。また、上述の通り、成績係数の向上を狙った上記膨張機構の仕様では、低負荷条件では冷媒が（通過冷媒量が）不足した状態になってしまう。さらに、低圧が下がることで低負荷での冷凍サイクルの起動が困難になることも想定されるため、蒸気圧縮式冷凍サイクルとしての機能を損なうことも懸念される。

20

【0011】

そこで本発明の課題は、冷媒の圧力に応じて膨張機構通過前後の差圧を最適に制御することができるようにするとともに、負荷状態を膨張機構を通過する冷媒の温度により検知し、その冷媒の温度に応じて、膨張機構通過前後の差圧制御状態を変更可能とし、負荷状態に応じた最適な制御、とくに低負荷での冷媒不足や起動困難性の問題を解消可能な蒸気圧縮式冷凍サイクルを提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0012】

上記課題を解決するために、本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルは、冷媒の超臨界作動領域を有する蒸気圧縮式の冷凍サイクル中に、該冷凍サイクル中を循環する冷媒を膨張機構により断熱膨張することができ、膨張機構の入口側冷媒圧力と出口側冷媒圧力との差圧に応じて膨張機構を通過する冷媒の量を調節することのできる差圧式膨張手段を備えており、該差圧式膨張手段は、前記差圧が予め設定された開弁開始圧以上になったとき開弁を開始し、前記差圧の増加に伴い開弁量を増大していく差圧弁を備えており、該差圧弁は、該差圧弁を貫通して延び、膨張機構に流入した冷媒が常時差圧弁を通過して断熱膨張することのできる冷媒連通路を備えており、前記差圧弁の閉弁位置は該差圧弁の先端部が膨張機構の躯体の係止部に係止されることによって決められるとともに、該膨張機構の躯体の前記係止部以外の差圧弁の先端部部位には冷媒が常時流通可能な弁先端部流路が形成されており、該弁先端部流路は、膨張機構に流入されてくる冷媒の温度に応じて変位可能な可動体を備えた温度補正手段により、該流入されてくる冷媒の温度に応じて流路断面積が可変されるように構成されていることを特徴とするものからなる。

40

【0013】

このような本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいては、差圧式膨張手段によって、膨張機構を通過する冷媒の量が調節されるが、この冷媒量は、膨張機構の入口側冷媒圧力と出口側冷媒圧力との差圧（膨張機構通過前後差圧）が予め設定された開弁開始圧以上

50

になったとき開弁を開始し、前記差圧の増加に伴い開弁量を増大していく差圧弁の動作と、膨張機構に流入されてくる冷媒の温度に応じて変位可能な温度補正手段の可動体の動作とによって制御される。すなわち、差圧弁部位を冷媒が通過するための冷媒流路断面積は、差圧弁中に形成された冷媒が常時差圧弁を通過する冷媒連通路（固定オリフィス）の流路断面積と、差圧弁の開弁位置（差圧弁の先端部が膨張機構の躯体の係止部に係止される位置）からの開弁量に応じた流路断面積と、前記係止部以外の差圧弁の先端部部位に形成された冷媒が常時流通可能な弁先端部流路の流路断面積とによって決められるが、このうち、差圧弁の開弁量に応じた流路断面積は、冷媒の膨張機構通過前後差圧が開弁開始圧以上になったときの該差圧の増加に伴って増大されていき、弁先端部流路の流路断面積は、冷媒の温度に応じた可動体の変位によって可変される。換言すれば、膨張機構通過前後差圧に応じて差圧弁の開弁量が適切に可変制御され、さらに、その差圧弁の開弁量に応じた流路断面積が、冷媒の温度に応じた可動体の変位によってより最適な流路断面積に温度補正制御されることになる。したがって、膨張機構通過前後の差圧の適切な制御とともに、その時の負荷を冷媒温度で検知して負荷に応じた補正、とくに低負荷時の冷媒流量増大が可能になり、冷凍サイクルの効率的な運転と低負荷時における確実な起動の確保が可能になる。

10

【0014】

上記本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいては、上記差圧弁の開弁時において、上記流入されてくる冷媒の温度が予め定めた所定値以上の場合、上記弁先端部流路の流路断面積が予め定めた所定の流路断面積に保たれるように構成されていることが好ましい。つまり、差圧弁の開弁時においては、弁先端部流路の流路断面積はそのときの可動体の位置によって決められることになるが、冷媒の温度が予め定めた所定値以上の場合には、可動体の位置が所定の定位置になるように設定され、それによって弁先端部流路の流路断面積が予め定めた所定の流路断面積に保たれるように構成されていることが好ましい。このような構成とすることにより、冷媒の温度が予め定めた所定値よりも低くなると、可動体を所定の定位置から変位させて弁先端部流路の流路断面積を拡大し、それによって低負荷時の冷媒流量を増大させることが可能になる。可動体を所定の定位置に位置決めするためには、例えば、可動体を膨張機構の躯体の適切な部位に係止させるようにすればよい。

20

【0015】

したがって、上記温度補正手段の可動体は、上記流入されてくる冷媒の温度が低くなるに従い、上記弁先端部流路の流路断面積が大きくなるように変位されることが好ましい。これは、とくに低負荷時の冷凍サイクルの効率的な運転と、低負荷時における確実な起動の両方を確保するためである。

30

【0016】

上記弁先端部流路の、上記流入されてくる冷媒の温度が予め定めた上記所定値よりも低くなったときの流路断面積が、流路相当直径にて0.5mm以上0.8mm以下の範囲内に設定されていることが好ましい。ただし、この範囲はある実験系における結果から適切な範囲として導かれたものであるので、蒸気圧縮式冷凍サイクルの仕様によっては、この範囲に拘束されない。

40

【0017】

また上記において、上記温度補正手段の可動体は、上記流入されてくる冷媒の温度が低くなるに従い、前記弁先端部流路の流路断面積が前記差圧弁の冷媒連通路の流路断面積よりも大きくなるように変位されることが好ましい。差圧弁の冷媒連通路（固定オリフィス）の流路断面積よりも大きくなるように変位されることより、低負荷時においてより確実に冷凍サイクルを起動させることができる。

【0018】

本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルは、とくに車両用空調装置の冷凍サイクルとして用いて好適なものであり、中でも、使用される冷媒が自然系冷媒である二酸化炭素からなる場合に好適なものである。

【発明の効果】

50

【 0 0 1 9 】

本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルによれば、とくに蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷媒として自然系冷媒である二酸化炭素を用いた車両用空調装置において、冷媒の圧力に応じて膨張機構通過前後の差圧を適切に制御することができるようになるとともに、その制御状態を冷媒の温度に応じて最適に補正することができるようになり、差圧式膨張手段の最適な設計が可能となって、冷凍サイクルの効率的な運転と起動の安定性を確保することができる。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 2 0 】

以下に、本発明の望ましい実施の形態を、図面を参照して説明する。

10

図 2 は、車両用空調装置に、本発明の一実施態様に係る、自然系冷媒である二酸化炭素を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルを組み込んだ場合の機械的な構成部分全体を示しており、通風回路と冷凍回路（冷凍サイクル）が設けられている。冷凍サイクルには、駆動源としての車両のエンジン 1（但し、電動モータ等、他の駆動源も可能である）により、プーリ 2、3 を介したベルト 12 の駆動によって駆動される固定容量式または容量可変式圧縮機 4 と、圧縮機 4 から吐出される高圧冷媒の圧力を検出する高圧側圧力検出手段 5 と、圧縮機 4 からの高圧冷媒と外部空気との熱交換により冷媒を冷却する放熱器 6（ガスクーラ）と、放熱器冷却ファン 7 と、放熱器 6 から流出した高圧冷媒と気液分離器 11（アキュムレータ）から流出した低圧冷媒との間で熱交換する内部熱交換器 8 と、放熱器 6 から内部熱交換器 8 を通して送られてくる冷媒を断熱膨張させる膨張機構 9 を備えており、本発明では、この膨張機構 9 が、膨張機構の入口側冷媒圧力と出口側冷媒圧力との差圧に応じて膨張機構を通過する冷媒の量を調節することのできる差圧式膨張手段を備えている。膨張機構 9 からの冷媒は蒸発器 10 に送られて空調風を冷却し、蒸発器 10 から流出した冷媒は、気液分離器 11 で気液分離され、液冷媒が貯留されるとともに気冷媒が流出され、流出された気冷媒は内部熱交換器 8 を通して圧縮機 4 に送られ、再び圧縮される。このように冷凍サイクル 13 が構成されている。

20

【 0 0 2 1 】

蒸発器 10 は、車室内へと空調風を送る通風ダクト 14 内に配置されている。通風ダクト 14 には、外気導入口 15 と内気導入口 16 から、内外気切替ダンパ 17 を介して空気が導入され、内外気切替ダンパ 17 は内外気切替ダンパアクチュエータ 18 によって作動が制御される。導入された空気はブロワファン 19 によって吸入され下流側の蒸発器 10 に向けて圧送される。蒸発器 10 の出口側には、蒸発器出口空気温度センサ 20 が設けられており、蒸発器 10 の下流側には、加熱器としてのヒータコア 21 が設けられている。このヒータコア 21 を通過する空気とバイパスする空気の割合がエアミックスダンパ 22 によって調節され、エアミックスダンパ 22 の開度はエアミックスダンパアクチュエータ 23 によって制御される。温調された空気は、各ダンパ 24、25、26 を介して各吹き出し口 27、28、29 から車室内に向けて吹き出される。

30

【 0 0 2 2 】

31 は、空調制御装置を示しており、空調制御装置 31 には、外気温度センサ 32 からの外気温度信号、日射センサ 33 からの日射量信号、車室内温度センサ 34 からの車内温度信号、高圧側圧力検出手段 5 の高圧側冷媒圧力信号 35、蒸発器出口空気温度センサ 20 からの蒸発器出口空気温度信号が、それぞれ入力される。空調制御装置 31 からは、圧縮機 4 の駆動を制御するクラッチコントローラ 36 へクラッチ制御信号 37 が、圧縮機 4 へ圧縮機容量制御信号 38 が、エアミックスダンパアクチュエータ 23 へエアミックスダンパ制御信号 39 が、内外気切替ダンパアクチュエータ 18 へ内外気切替ダンパ制御信号 40 が、それぞれ出力される。

40

【 0 0 2 3 】

図 3 に、差圧式膨張手段を備えた膨張機構 41 の基本形態（本発明の前提となる形態）の一例を示す（矢印は、冷媒の流れ方向を示している。以下の図においても同じである）。但し、図 3 は機構の概念図を示したものであり、図示された構造に限定されるもので

50

はない。図 3 における差圧式の膨張機構 4 1 は、常時冷媒が流通する冷媒連通路としての固定オリフィス部 4 2 を有し、膨張機構冷媒流入口 4 3 における膨張機構 4 1 の入口側冷媒圧力と膨張機構冷媒流出口 4 4 における膨張機構 4 1 の出口側冷媒圧力との差圧に応じて膨張機構 4 1 を通過する冷媒の量を調節することでき、該差圧の増加に伴い開弁していく差圧弁 4 5 を備えており、差圧弁 4 5 は、ばね 4 6 によって閉弁方向に付勢されている。

【 0 0 2 4 】

差圧式膨張機構 4 1 の上流側より流入した冷媒は、差圧弁 4 5 に設けられた冷媒連通路としての固定オリフィス部 4 2 を通過し、膨張機構冷媒流出口 4 4 から蒸発器 1 0 に送られる。固定オリフィス部 4 2 を持つ差圧弁 4 5 は、上流側からの冷媒により圧力を受けており、その圧力は、差圧弁 4 5 に連結されているばね 4 6 に対して、開弁方向の力として働く。また、ばね 4 6 は、上流側に向けての力、すなわち閉弁方向の力として働く。この 2 種類の力関係が、開弁方向の力より閉弁方向の力の方が強い場合には、固定オリフィス部 4 2 を持つ差圧弁 4 5 は開弁せず、冷媒流路断面積として固定オリフィス部 4 2 の流路断面積を持つ膨張機構となる。一方、開弁方向の力が閉弁方向の力より強い場合には、差圧弁 4 5 が開弁され、固定オリフィス部 4 2 の流路断面積に加えて、その差圧弁 4 5 と膨張機構 4 1 の躯体との隙間を加えた冷媒流路断面積を持つ膨張機構となる。このような作動原理により、固定オリフィス部 4 2 前後の差圧により冷媒流路断面積が変化し、その前後差圧、または、高圧側圧力を制御するようにしている。

【 0 0 2 5 】

上記のような基本形態に係る差圧式膨張機構 4 1 に対し、本発明では、以下のような温度補正手段としての温度補正機構が付加される。図 4 は、温度補正機構を付加した実施例 1 に係る差圧式膨張機構 5 1 を示しており、冷媒連通路としての固定オリフィス部 4 2 、膨張機構冷媒流入口 4 3 、膨張機構冷媒流出口 4 4 、差圧弁 4 5 、ばね 4 6 の構造は、図 3 に示したものと同等あるいは同一であるので、図 3 に付したのと同じの符号を付すことにより説明を省略する。この実施例 1 においては、差圧弁 4 5 の閉弁位置は該差圧弁 4 5 の先端部 4 5 a が膨張機構の躯体の係止部 5 2 に係止されることによって決められるようになっている。この膨張機構の躯体の係止部 5 2 以外の部位に対応する差圧弁 4 5 の先端部部位 4 5 b には冷媒が常時流通可能な弁先端部流路 5 3 が形成されており、該弁先端部流路 5 3 は、膨張機構 5 1 に流入されてくる冷媒の温度に応じて変位可能な可動体 5 4 を備えた温度補正手段により、該流入されてくる冷媒の温度に応じて流路断面積が可変されるように構成されている。この可動体 5 4 は、本実施例では、形状記憶合金からなるばね 5 5 によって付勢されている。形状記憶合金からなるばね 5 5 は、温度が（流入されてくる冷媒の温度が）予め定めた所定値よりも低くなると、ばね長が短くなる方向に縮み、それに伴って可動体 5 4 が図 4 の右方向に変位されるようになっている。可動体 5 4 は、本実施例では、変位前には、上記係止部 5 2 と該係止部 5 2 とは別の膨張機構の躯体の係止部 5 6 に係止されるので、差圧弁 4 5 の閉弁時においては、弁先端部流路 5 3 の流路断面積は予め定めた所定の流路断面積に保たれる。しかし、流入されてくる冷媒の温度が上記所定値よりも低くなるに従い、可動体 5 4 は図 4 の右方向に変位され、弁先端部流路 5 3 の流路断面積が、上記予め定めた所定の流路断面積から増大される。この弁先端部流路 5 3 の流路断面積の増大により、とくに低負荷時の冷媒流量増大が可能になり、前述の差圧弁 4 5 による冷凍サイクルの効率的な運転に加えて、低負荷時における確実な起動の確保が可能になる。なお、上記可動体 5 4 は、より具体的な形状として、例えば図 5 に示すように、環状体に対し舌部 5 7 が設けられた形状に形成できる。

【 0 0 2 6 】

図 6 は、温度補正機構を付加した実施例 2 に係る差圧式膨張機構 6 1 を示しており、冷媒連通路としての固定オリフィス部 4 2 、膨張機構冷媒流入口 4 3 、膨張機構冷媒流出口 4 4 、差圧弁 4 5 、ばね 4 6 の構造は、図 3 に示したものと同等あるいは同一であるので、図 3 に付したのと同じの符号を付すことにより説明を省略する。この実施例 2 においても、差圧弁 4 5 の閉弁位置は該差圧弁 4 5 の先端部 4 5 a が膨張機構の躯体の係止部 5 2

に係止されることによって決められるようになっている。この膨張機構の躯体の係止部 52 以外の部位に対応する差圧弁 45 の先端部部位 45b には冷媒が常時流通可能な弁先端部流路 62 が形成されており、該弁先端部流路 62 は、膨張機構 61 に流入されてくる冷媒の温度に応じて変位可能な可動体 63 を備えた温度補正手段により、該流入されてくる冷媒の温度に応じて流路断面積が可変されるように構成されている。この可動体 63 は、本実施例では、図 7 にも示すように、円筒体の長手方向中央部外周に、環状フランジ部 64 が設けられた形状に形成され、差圧弁 45 側先端部には、図 5 に示した形態と同様の舌部 65 が設けられている。環状フランジ部 64 の各側には、ばね 66、67 が配置されて可動体 63 は両ばね 66、67 のばね力のバランスした位置に決められる。本実施例においては、ばね 66、67 の少なくとも一方が形状記憶合金からなるばねに構成されており、流入されてくる冷媒の温度が予め定めた所定値よりも低くなると、形状記憶合金からなるばねの伸縮により可動体 63 が図 6 の右方向に変位されるようになっている。この可動体 63 の変位により、弁先端部流路 62 の流路断面積が、予め定めた所定の流路断面積から増大される。この弁先端部流路 62 の流路断面積の増大により、とくに低負荷時の冷媒流量増大が可能になり、前述の差圧弁 45 による冷凍サイクルの効率的な運転に加えて、低負荷時における確実な起動の確保が可能になる。

10

【0027】

上記のように可動体 54、63 を有する温度補正機構を付加した実施例においては、可動体 54、63 をを持たない比較例（つまり、図 3 に示した差圧式膨張機構 41 に比べ、図 8 に示すような特性を発揮できる。図 8 における横軸は、固定オリフィス 42 の前後差圧を示しており、縦軸は、弁先端部流路の流路断面積の流路相当直径を示している。図示の如く、とくに差圧弁 45 が開弁する前の低負荷時において、冷媒温度に応じて弁先端部流路の流路断面積を適切に増大させ、冷媒を流れ易くして、冷凍サイクル起動に十分な冷媒流量を確保することができる。この弁先端部流路の流路断面積は、図示の如く、流路相当直径にて、0.5 ~ 0.8 mm の範囲内にあることが好ましい。

20

【産業上の利用可能性】

【0028】

本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルにおける差圧式膨張機構の構造は、あらゆる蒸気圧縮式冷凍サイクルに適用可能であり、とくに二酸化炭素冷媒を用いた車両用空調装置の冷凍サイクルに好適なものである。

30

【図面の簡単な説明】

【0029】

【図 1】ガスクーラ出口冷媒温度に関する、冷媒圧力と冷凍サイクルの成績係数 (COP) との関係図である。

【図 2】本発明の一実施態様に係る蒸気圧縮式冷凍サイクルを組み込んだ車両用空調装置の機器系統図である。

【図 3】差圧式膨張機構の基本形態の一例を示す概略断面図である。

【図 4】本発明の実施例 1 に係る差圧式膨張機構の概略断面図である。

【図 5】図 4 における可動体の斜視図である。

【図 6】本発明の実施例 2 に係る差圧式膨張機構の概略断面図である。

40

【図 7】図 6 における可動体の斜視図である。

【図 8】本発明において温度補正機構を付加した差圧式膨張機構の実施例における作動の一例を示す特性図である。

【符号の説明】

【0030】

1 エンジン

2、3 プーリ

4 圧縮機

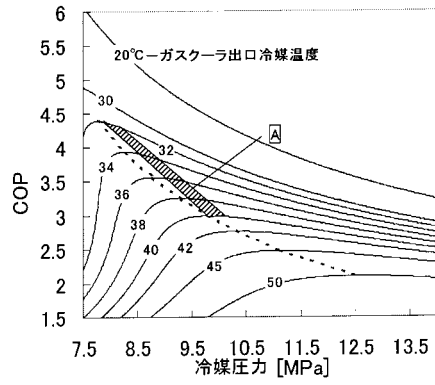
5 高圧側圧力検出手段

6 放熱器 (ガスクーラ)

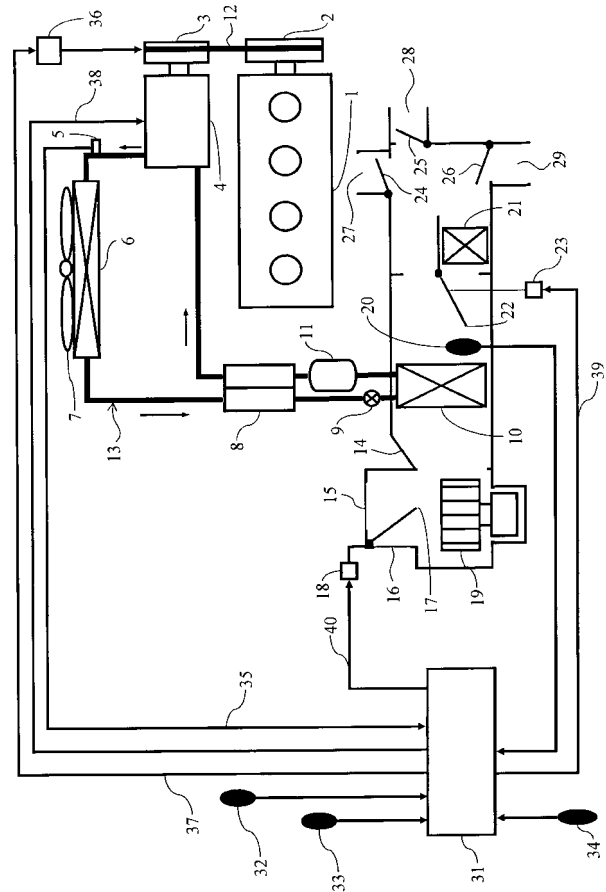
50

7	放熱器冷却ファン	
8	内部熱交換器	
9	差圧式膨張機構	
10	蒸発器	
11	気液分離器（アキュムレータ）	
12	ベルト	
13	冷凍サイクル	
14	通風ダクト	
15	外気導入口	
16	内気導入口	10
17	内外気切替ダンパ	
18	内外気切替ダンパアクチュエータ	
19	ブロワファン	
20	蒸発器出口空気温度センサ	
21	ヒータコア	
22	エアミックスダンパ	
23	エアミックスダンパアクチュエータ	
24、25、26	ダンパ	
27、28、29	吹き出し口	
31	空調制御装置	20
32	外気温度センサ	
33	日射センサ	
34	車室内温度センサ	
35	高圧側冷媒圧力信号	
36	クラッチコントローラ	
37	クラッチ制御信号	
38	圧縮機容量制御信号	
39	エアミックスダンパ制御信号	
40	内外気切替ダンパ制御信号	
41、51、61	差圧式膨張機構	30
42	冷媒連通路としての固定オリフィス部	
43	膨張機構冷媒流入口	
44	膨張機構冷媒流出口	
45	差圧弁	
45 a、45 b	差圧弁先端部	
46	ばね	
52、56	係止部	
53、62	弁先端部流路	
54、63	可動体	
55、66、67	ばね（形状記憶合金ばね）	40
57、65	舌部	
64	環状フランジ部	

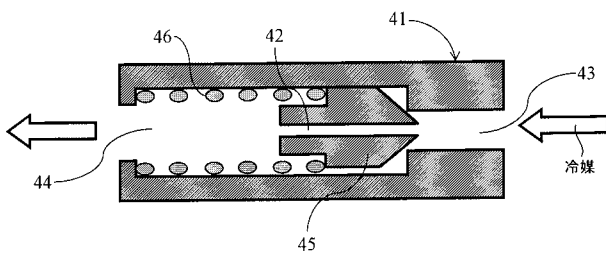
【図 1】



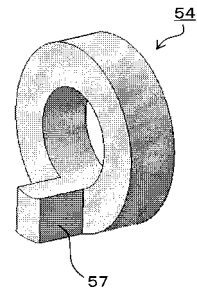
【図 2】



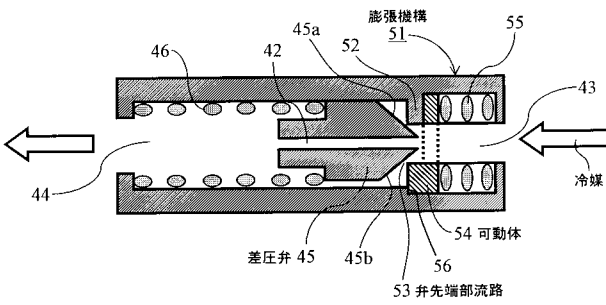
【図 3】



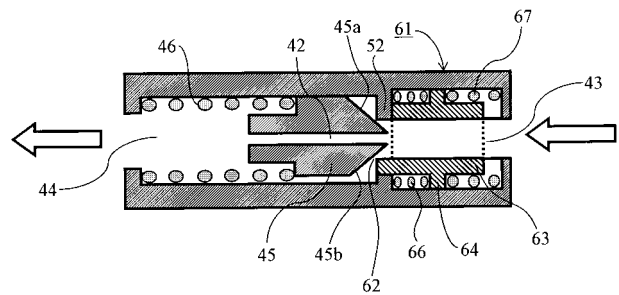
【図 5】



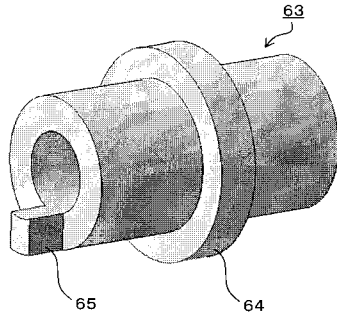
【図 4】



【図 6】



【図 7】



【図 8】

