

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3917347号

(P3917347)

(45) 発行日 平成19年5月23日(2007.5.23)

(24) 登録日 平成19年2月16日(2007.2.16)

(51) Int. Cl.

F I

F 2 5 B 1/00 (2006.01)

F 2 5 B 1/00 3 7 1 C

B 6 0 H 1/32 (2006.01)

B 6 0 H 1/32 6 2 3 Z

請求項の数 8 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2000-146167 (P2000-146167)	(73) 特許権者	000003218 株式会社豊田自動織機
(22) 出願日	平成12年5月18日(2000.5.18)		愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地
(65) 公開番号	特開2001-324228 (P2001-324228A)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー
(43) 公開日	平成13年11月22日(2001.11.22)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
審査請求日	平成15年11月17日(2003.11.17)	(74) 代理人	100068755 弁理士 恩田 博宣
		(74) 代理人	100105957 弁理士 恩田 誠
		(72) 発明者	水藤 健 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会 社 豊田自動織機製作所 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、

前記冷媒循環回路に設定された第1圧力監視点と、

前記冷媒循環回路に設定され、第1圧力監視点よりも下流側の第2圧力監視点であって、前記第1圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第2圧力監視点と、

前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、

前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段と、

前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段とを備え、

前記第1圧力監視点又は第2圧力監視点の一方から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映した監視圧力が導入される構成であり、

前記容量可変型圧縮機は、カムプレート收容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、

前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、

前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な

10

20

構成であり、

前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 2】

凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、

前記冷媒循環回路において、蒸発器と容量可変型圧縮機の吸入圧力領域との間の冷媒通路に設定された第 1 圧力監視点と、 10

前記冷媒循環回路において、蒸発器と容量可変型圧縮機の吸入圧力領域との間の冷媒通路に設定され、第 1 圧力監視点よりも下流側の第 2 圧力監視点であって、前記第 1 圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第 2 圧力監視点と、

前記第 1 圧力監視点と第 2 圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、

前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近くように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備え、

前記第 1 圧力監視点又は第 2 圧力監視点の一方から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映した監視圧力が導入される構成であり、 20

前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段を備え、

前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを収容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、

前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、

前記制御弁は、第 1 圧力監視点と第 2 圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、

前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴とする車両用空調装置。 30

【請求項 3】

前記第 1 圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入されるとともに、第 2 圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧に動圧成分を加えたものが監視圧力として導入される構成である請求項 1 又は 2 に記載の車両用空調装置。

【請求項 4】

前記第 1 圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧に動圧成分を加えたものが監視圧力として導入されるとともに、第 2 圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入される構成である請求項 1 又は 2 に記載の車両用空調装置。 40

【請求項 5】

凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた空調装置であって、

前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定された第 1 圧力監視点と、

前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定され、第 1 圧力監視点よりも下流側の第 2 圧力監視点であって、前記第 1 圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第 2 圧力監視点と、 50

前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、
 前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段と
 を備え、

前記第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映した監視圧力が導入される構成であり、

前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段を備え、

前記容量可変型圧縮機は、カムプレート收容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、

前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、

10

前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、

前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項6】

前記第1圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入されるとともに、第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧に動圧成分を加えたものが監視圧力として導入される構成である請求項5に記載の車両用空調装置。

20

【請求項7】

凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、

前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定された第1圧力監視点と、

前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定され、第1圧力監視点よりも下流側の第2圧力監視点であって、前記第1圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第2圧力監視点と、

30

前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、

前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段と
 を備え、

前記第1圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の全圧が監視圧力として導入される構成であり、

前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段を備え、

前記容量可変型圧縮機は、カムプレート收容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、

40

前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、

前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、

前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項8】

50

前記第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入される構成である請求項7に記載の車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両に搭載される空調装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

一般に車両用空調装置の冷媒循環回路は、凝縮器、減圧装置としての膨張弁、蒸発器及び圧縮機を備えている。圧縮機は、例えば外部駆動源としての車両エンジンの駆動によって、蒸発器からの冷媒ガスを吸入して圧縮し、その圧縮ガスを凝縮器に向けて吐出する。蒸発器は冷媒循環回路を流れる冷媒と車室内空気との熱交換を行う。熱負荷又は冷房負荷の大きさに応じて、蒸発器周辺を通過する空気の熱量が蒸発器内を流れる冷媒に伝達されるため、蒸発器の出口又は下流側での冷媒ガス圧力は冷房負荷の大きさを反映する。

10

【0003】

車載用の圧縮機として広く採用されている容量可変型圧縮機には、蒸発器の出口圧力（吸入圧という）を所定の目標値（設定吸入圧という）に維持すべく動作する容量制御機構が組み込まれている。容量制御機構は、冷媒循環回路における冷媒流量が冷房負荷の大きさに見合った量となるように、吸入圧を制御指標として圧縮機の吐出容量をフィードバック制御する。

20

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、吸入圧の絶対値を指標とする圧縮機の吐出容量制御においては、車両エンジンの回転速度が変動し、それに応じて冷媒循環回路の冷媒流量が変動したからといって、直ちに圧縮機の吐出容量が変更されるとは限らない。例えば、蒸発器での熱負荷が高い状態では、車両エンジンの回転速度が増大し冷媒流量が増大しても、実際の吸入圧が設定吸入圧を下回るまでは圧縮機の吐出容量が減少されない。このため、車両エンジンの回転速度の増大に比例して圧縮機を稼働させるのに必要な機械仕事が増大するので、燃費が悪化してしまうという問題が発生していた。

【0005】

本発明の目的は、容量可変型圧縮機の吐出容量制御が蒸発器での熱負荷状況に影響されることなく制御目標値の維持動作を行い得る車両用空調装置を提供することにある。

30

【0006】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために請求項1の発明は、凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、前記冷媒循環回路に設定された第1圧力監視点と、前記冷媒循環回路に設定され、第1圧力監視点よりも下流側の第2圧力監視点であって、前記第1圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第2圧力監視点と、前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段と、前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段とを備え、前記第1圧力監視点又は第2圧力監視点の一方から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映した監視圧力が導入される構成であり、前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを収容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度

40

50

センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴としている。

【0007】

請求項2の発明は、凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、前記冷媒循環回路において、蒸発器と容量可変型圧縮機の吸入圧力領域との間の冷媒通路に設定された第1圧力監視点と、前記冷媒循環回路において、蒸発器と容量可変型圧縮機の吸入圧力領域との間の冷媒通路に設定され、第1圧力監視点よりも下流側の第2圧力監視点であって、前記第1圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第2圧力監視点と、前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備え、前記第1圧力監視点又は第2圧力監視点の一方から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映した監視圧力が導入される構成であり、前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段を備え、前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを収容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴としている。

10

20

【0008】

請求項3の発明は請求項1又は2において、前記第1圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入されるとともに、第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧に動圧成分を加えたものが監視圧力として導入される構成であることを特徴としている。

【0009】

請求項4の発明は請求項1又は2において、前記第1圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧に動圧成分を加えたものが監視圧力として導入されるとともに、第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入される構成であることを特徴としている。

30

【0010】

請求項5の発明は、凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定された第1圧力監視点と、前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定され、第1圧力監視点よりも下流側の第2圧力監視点であって、前記第1圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第2圧力監視点と、前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備え、前記第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映した監視圧力が導入される構成であり、前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段を備え、前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを収容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、前記制御弁は、第1前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、前記設

40

50

定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴としている。

【0011】

請求項6の発明は請求項5において、前記第1圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入されるとともに、第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧に動圧成分を加えたものが監視圧力として導入される構成であることを特徴としている。

10

【0012】

請求項7の発明は、凝縮器、減圧装置、蒸発器及び容量可変型圧縮機からなる冷媒循環回路を備えた車両用空調装置であって、前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定された第1圧力監視点と、前記冷媒循環回路において、容量可変型圧縮機の吐出圧力領域と凝縮器との間の冷媒通路に設定され、第1圧力監視点よりも下流側の第2圧力監視点であって、前記第1圧力監視点との間の差圧が同回路における冷媒流量と正の相関を示す第2圧力監視点と、前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を検出する差圧検出手段と、前記差圧検出手段が検出した差圧に基づいて、同差圧が制御目標である設定差圧に近づくように容量可変型圧縮機の吐出容量を制御する圧縮機制御手段とを備え、前記第1圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の全圧が監視圧力として導入される構成であり、前記設定差圧を変更可能な設定差圧変更手段を備え、前記容量可変型圧縮機は、カムプレートを収容するクランク室の内圧を制御することで吐出容量を変更可能であり、前記圧縮機制御手段はクランク室の内圧を調節するための制御弁を備え、前記制御弁は、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧を機械的に検出する前記差圧検出手段を内蔵し、同差圧検出手段の検出差圧に基づいて自律的に弁開度調節可能な構成であり、前記設定差圧変更手段は制御弁に接続される電磁アクチュエータを備え、同電磁アクチュエータは差圧検出手段が検出した差圧に基づく力に対抗する、電磁付勢力に基づく力を車室内温度を検出するための温度センサ及び車室内の設定温度を設定するための温度設定器から提供される外部情報に基づく電気制御によって調節することで、制御弁の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成であることを特徴としている。

20

30

【0013】

請求項8の発明は請求項7において、前記第2圧力監視点から差圧検出手段へは、同圧力監視点を流れる冷媒の静圧が監視圧力として導入される構成であることを特徴としている。

【0015】

(作用)

請求項1、2、5及び7の発明においては、冷媒循環回路を流れる冷媒の流量が多くなるほど、圧力損失の増大等を要因として、同冷媒循環回路に沿って設定された二つの圧力監視点間の差圧(二点間差圧)は大きくなる。従って、この二点間差圧は、冷媒循環回路における冷媒流量と正の相関を示す。つまり、蒸発器での熱負荷の大きさに影響される吸入圧そのものを、圧縮機制御手段による容量可変型圧縮機の吐出容量制御における直接の指標とすることなく、冷媒循環回路の冷媒流量が反映される二つの圧力監視点間の差圧を直接の制御対象として容量可変型圧縮機の吐出容量のフィードバック制御を実現している。

40

【0016】

よって、例えば車両用空調装置にあつては、蒸発器での熱負荷状況にほとんど影響されることなく、車両エンジンの回転速度の変動による冷媒流量の変動によって、容量可変型圧縮機の応答性及び制御性の高い吐出容量の増加減少制御を行なうことができる。特に、エンジンの回転速度が上昇した場合に、制御目標である設定差圧を維持すべく速やかに容量可変型圧縮機の吐出容量を減少できることは、同エンジンの省燃費につながる。

50

【0017】

ここで、一般的に流体の「圧力」と言った場合、同流体の「静圧」のことを指す。つまり、「前記第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の差圧」から想到するのは、第1圧力監視点と第2圧力監視点との間の静圧差である。そこで、差圧検出手段が、各圧力監視点を流れる冷媒の静圧差を検出する構成を比較例とする。この比較例において、圧縮機制御手段の構成を変更することなく冷媒流量と二点間差圧との関係を変更すること、つまり同じ冷媒流量でも差圧検出手段が検出する差圧を異ならせるようにする空調装置の設計変更について考えてみる。従来においては、差圧検出手段が二つの圧力監視点間の静圧差を検出するという既成概念的な束縛がある以上、冷媒流量と二点間差圧との関係を変更するには、二つの圧力監視点間の距離を変更する等の手法しか選択肢がなかった。

10

【0018】

しかし、本発明においては「圧力」を広義に捉え、圧力監視点の監視圧力に同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映させることを新たに提案している。流動冷媒の速度項である動圧は、圧力項である静圧とは、当然ながら冷媒流量の変化に対して異なる変動傾向を示す。従って、少なくとも一方の圧力監視点においてその監視圧力に動圧を反映させることで、比較例とは冷媒流量と二点間差圧との関係を異ならせることができる。つまり、「圧力」を静圧と狭義に解釈する場合よりも、冷媒流量と二点間差圧との関係を比較例から変更する手法の選択肢が増え、空調装置の設計の自由度が大きくなる。

また、請求項1、2、5及び7の発明においては、設定差圧を設定差圧変更手段によって変更可能である。従って、設定差圧変更手段を有しない場合、言い換えれば単一の設定差圧しか持ち得ない単純な圧縮機制御手段と比較し、細やかな空調制御要求に対応することができる。さらに、二点間差圧を制御弁内において機械的に検出し、この検出差圧を制御弁の弁開度制御に直接反映させている。従って、二点間差圧の検出のための高価な圧力センサ等の電氣的構成を必要としない。

20

【0019】

例えば、請求項3及び6の発明においては、第1圧力監視点の静圧を同圧力監視点の監視圧力とし、第2圧力監視点の静圧に動圧成分を加えたものを同圧力監視点の監視圧力としている。従って、比較例と比べて、冷媒流量が増加するほどより高い監視圧力を第2圧力監視点から差圧検出手段に導入することができる。その結果、冷媒流量の増大減少に対して、差圧検出手段が検出する二点間差圧の増大減少を比較例よりも小さく抑えることができる。

30

【0020】

また、請求項4及び8の発明においては、第1圧力監視点の静圧に動圧成分を加えたものを同圧力監視点の監視圧力とし、第2圧力監視点の静圧を同圧力監視点の監視圧力としている。従って、比較例と比べて、冷媒流量が増加するほどより高い監視圧力を第1圧力監視点から差圧検出手段に導入することができる。その結果、冷媒流量の増大減少に対して、差圧検出手段が検出する二点間差圧の増大減少を比較例よりも大きくすることができる。

【0023】

【発明の実施の形態】

以下、本発明を車両用空調装置に具体化した第1～第3実施形態について説明する。なお、第2及び第3実施形態においては第1実施形態との相違点についてのみ説明し、同一又は相当部材には同じ番号を付して説明を省略する。

40

【0024】

第1実施形態

(容量可変型斜板式圧縮機)

図1に示すように容量可変型斜板式圧縮機(以下単に圧縮機とする)は、シリンダブロック1と、その前端に接合固定されたフロントハウジング2と、シリンダブロック1の後端に弁形成体3を介して接合固定されたリヤハウジング4とを備えている。

【0025】

50

前記シリンダブロック 1 とフロントハウジング 2 とで囲まれた領域にはクランク室 5 が区画されている。クランク室 5 内には駆動軸 6 が回転可能に支持されている。クランク室 5 において駆動軸 6 上には、ラグプレート 11 が一体回転可能に固定されている。

【0026】

前記駆動軸 6 の前端部は、動力伝達機構 P T を介して外部駆動源としての車両のエンジン E に作動連結されている。動力伝達機構 P T は、外部からの電気制御によって動力の伝達 / 遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッチ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト / プーリの組合せ）であってもよい。なお、本件では、クラッチレスタイプの動力伝達機構 P T が採用されているものとする。

10

【0027】

前記クランク室 5 内にはカムプレートとしての斜板 12 が収容されている。斜板 12 は、駆動軸 6 にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構 13 は、ラグプレート 11 と斜板 12 との間に介在されている。従って、斜板 12 は、ヒンジ機構 13 を介したラグプレート 11 との間でのヒンジ連結、及び駆動軸 6 の支持により、ラグプレート 11 及び駆動軸 6 と同期回転可能であるとともに、駆動軸 6 の軸線方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸 6 に対し傾動可能となっている。

【0028】

複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア 1 a は、前記シリンダブロック 1 において駆動軸 6 を取り囲むようにして貫設形成されている。片頭型のピストン 20 は、各シリンダボア 1 a に往復動可能に収容されている。シリンダボア 1 a の前後開口は、弁形成体 3 及びピストン 20 によって閉塞されており、このシリンダボア 1 a 内にはピストン 20 の往復動に応じて体積変化する圧縮室が区画されている。各ピストン 20 は、シュー 19 を介して斜板 12 の外周部に係留されている。従って、駆動軸 6 の回転にともなう斜板 12 の回転運動が、シュー 19 を介してピストン 20 の往復直線運動に変換される。

20

【0029】

前記弁形成体 3 とリヤハウジング 4 との間には、中心域に位置する吸入室 21 と、それを取り囲む吐出室 22 とが区画形成されている。弁形成体 3 には各シリンダボア 1 a に対応して、吸入ポート 23 及び同ポート 23 を開閉する吸入弁 24、並びに、吐出ポート 25 及び同ポート 25 を開閉する吐出弁 26 が形成されている。吸入ポート 23 を介して吸入室 21 と各シリンダボア 1 a とが連通され、吐出ポート 25 を介して各シリンダボア 1 a と吐出室 22 とが連通される。

30

【0030】

そして、前記吸入室 21 の冷媒ガスは、各ピストン 20 の上死点位置から下死点側への往動により吸入ポート 23 及び吸入弁 24 を介してシリンダボア 1 a に吸入される。シリンダボア 1 a に吸入された冷媒ガスは、ピストン 20 の下死点位置から上死点側への復動により所定の圧力にまで圧縮され、吐出ポート 25 及び吐出弁 26 を介して吐出室 22 に吐出される。

【0031】

前記斜板 12 の傾斜角度（駆動軸 6 の軸線に直交する平面との間でなす角度）は、この斜板 12 の回転時の遠心力に起因する回転運動のモーメント、ピストン 20 の往復慣性力によるモーメント、ガス圧によるモーメント等の各種モーメントの相互バランスに基づいて決定される。ガス圧によるモーメントとは、シリンダボア 1 a の内圧と、ピストン 20 の背圧にあたる制御圧としてのクランク室 5 の内圧（クランク圧 P_c ）との相互関係に基づいて発生するモーメントであり、クランク圧 P_c に応じて傾斜角度減少方向にも傾斜角度増大方向にも作用する。

40

【0032】

この圧縮機では、後述する制御弁 C V を用いてクランク圧 P_c を調節し前記ガス圧によるモーメントを適宜変更することにより、斜板 12 の傾斜角度を最小傾斜角度（図 1 において実線で示す状態）と最大傾斜角度（図 1 において二点鎖線で示す状態）との間の任意の

50

角度に設定可能としている。

【 0 0 3 3 】

(クランク室の圧力制御機構)

斜板 1 2 の傾斜角度制御に關与するクランク圧 P_c を制御するためのクランク圧制御機構は、図 1 に示す圧縮機ハウジング内に設けられた抽気通路 2 7、及び給気通路 2 8 並びに制御弁 C V によって構成される。抽気通路 2 7 は吸入圧力 (P_s) 領域である吸入室 2 1 とクランク室 5 とを接続する。給気通路 2 8 は吐出圧力 (P_d) 領域である吐出室 2 2 とクランク室 5 とを接続し、その途中には制御弁 C V が設けられている。

【 0 0 3 4 】

そして、前記制御弁 C V の開度を調節することで、給気通路 2 8 を介したクランク室 5 への高圧な吐出ガスの導入量と抽気通路 2 7 を介したクランク室 5 からのガス導出量とのバランスが制御され、クランク圧 P_c が決定される。クランク圧 P_c の変更に応じて、ピストン 2 0 を介してのクランク圧 P_c とシリンダポア 1 a の内圧との差が変更され、斜板 1 2 の傾斜角度が変更される結果、ピストン 2 0 のストロークすなわち吐出容量が調節される。

10

【 0 0 3 5 】

(冷媒循環回路)

図 1 及び図 2 に示すように、車両用空調装置の冷媒循環回路 (冷凍サイクル) は、上述した圧縮機と外部冷媒回路 3 0 とから構成される。外部冷媒回路 3 0 は例えば、凝縮器 3 1、減圧装置としての温度式膨張弁 3 2 及び蒸発器 3 3 を備えている。膨張弁 3 2 の開度は、蒸発器 3 3 の出口側又は下流側に設けられた感温筒 3 4 の検知温度および蒸発圧力 (蒸発器 3 3 の出口圧力) に基づいてフィードバック制御される。膨張弁 3 2 は、熱負荷に合った液冷媒を蒸発器 3 3 に供給して外部冷媒回路 3 0 における冷媒流量を調節する。

20

【 0 0 3 6 】

外部冷媒回路 3 0 の下流域には、蒸発器 3 3 の出口と圧縮機の吸入室 2 1 とをつなぐ冷媒ガスの流通管 3 5 が設けられている。外部冷媒回路 3 0 の上流域には、圧縮機の吐出室 2 2 と凝縮器 3 1 の入口とをつなぐ冷媒の流通管 3 6 が設けられている。冷媒循環回路の車両に対するレイアウトの都合上、流通管 3 6 はその途中に 90° 屈曲した屈曲部 3 6 a を有している。圧縮機は外部冷媒回路 3 0 の下流域から吸入室 2 1 に導入された冷媒ガスを吸入して圧縮し、この圧縮したガスを外部冷媒回路 3 0 の上流域とつながる吐出室 2 2 に吐出する。

30

【 0 0 3 7 】

さて、冷媒循環回路を流れる冷媒の流量が多くなるほど、回路又は配管の単位長さ当りの圧力損失も大きくなる。つまり、冷媒循環回路に沿って設定された二つの圧力監視点 P_1 、 P_2 間の圧力損失 (差圧) は同回路における冷媒流量と正の相関を示す。故に、二つの圧力監視点 P_1 、 P_2 間の差圧 (二点間差圧 P_d) を把握することは、冷媒循環回路における冷媒流量を間接的に検出することに他ならない。

【 0 0 3 8 】

本実施形態では、流通管 3 6 の最上流域に当たる吐出室 2 2 内に上流側の第 1 圧力監視点 P_1 を定めると共に、そこから所定距離だけ離れた流通管 3 6 の途中に下流側の第 2 圧力監視点 P_2 を定めている。第 1 圧力監視点 P_1 での冷媒ガスの監視圧力 P_{dH} を第 1 検圧通路 3 7 を介して、又、第 2 圧力監視点 P_2 での冷媒ガスの監視圧力 P_{dL} を第 2 検圧通路 3 8 を介してそれぞれ制御弁 C V に導入している。

40

【 0 0 3 9 】

前記流通管 3 6 において両圧力監視点 P_1 、 P_2 間には、二点間差圧拡大手段としての固定絞り 3 9 が配設されている。固定絞り 3 9 は、両圧力監視点 P_1 、 P_2 をそれ程離して設定しなくとも、二点間差圧 $P_d (= P_{dH} - P_{dL})$ を明確化 (拡大) する役目をなしている。このように、固定絞り 3 9 を両圧力監視点 P_1 、 P_2 間に備えることで、特に第 2 圧力監視点 P_2 を圧縮機 (吐出室 2 2) 寄りに設定することができ、ひいてはこの第 2 圧力監視点 P_2 と圧縮機に備えられている制御弁 C V との間の第 2 検圧通路 3 8 を短く

50

することができる。

【0040】

前記のように第1圧力監視点P1を吐出室22内に設定することで、制御弁CVには吐出室22内の冷媒ガスの静圧が、同圧力監視点P1の監視圧力PdHとして制御弁CVに導入されることとなる。つまり、容積の大きな吐出室22内においては冷媒ガスの流れが緩慢で全圧に占める動圧の割合は低く、しかも吐出室22内においては各シリンダボア1aから吐出される冷媒ガスの複数の流れが錯綜している。従って、同吐出室22に対して第1検圧通路37を如何様に接続しても、監視圧力PdHに冷媒ガスの動圧が反映されることはほとんどないのである。なお、吐出室22に対する第1検圧通路37の接続は、例えば図1において点線で示すように、吐出ポート25付近及び流通管36との接続部分付近を避けるような態様が、監視圧力PdHから動圧影響をほぼ排除する点において好適である。

10

【0041】

他方、図2の拡大円中には第2圧力監視点P2が詳細に示されている。すなわち、第2検圧通路38の直線状をなす配管は流通管36の屈曲部36aに挿着され、同通路38の流通管36内での開口38aは、流通管36の屈曲前の中心軸線位置において、冷媒ガスの流れに正対して配置されている。従って、第2圧力監視点P2を流れる冷媒ガスの全圧言い換えれば静圧に全動圧成分を加えたものが、同圧力監視点P2の監視圧力PdLとして制御弁CVに導入されることとなる。

【0042】

さて、冷媒循環回路を流れる冷媒の流量が少ない状態では、第2圧力監視点P2を流れる冷媒ガスの全圧のほとんどを、圧力項である静圧が占めることとなる。しかし、冷媒流量が多くなるほど言い換えれば冷媒ガスの流速が速くなるほど、速度項である動圧が静圧よりも大きく上昇し、全圧に占める動圧の割合が多くなってゆく。つまり、第2圧力監視点P2の静圧を監視圧力PdLとする比較例(第1圧力監視点P1の監視圧力PdHも静圧)と比べて、冷媒流量が増加するほどより高い監視圧力PdLを制御弁CVに導入することができる。

20

【0043】

図4のグラフは、冷媒循環回路における冷媒流量と二点間差圧Pdとの関係を示している。同グラフにおいて各特性線を比較すれば明らかなように、冷媒流量の増加により二点間差圧Pdが増大する傾向に本実施形態及び比較例に違いはないが、この二点間差圧Pdの増大割合が比較例よりも本実施形態の方が低くなっていることがわかる。言い換えれば、同じ二点間差圧Pdが示す冷媒流量が、比較例よりも本実施形態の方が多くなり、この傾向は二点間差圧Pdが増大すればするほど顕著に現われてくる。

30

【0044】

(制御弁)

図3に示すように制御弁CVは、その上半部を占める入れ側弁部と、下半部を占めるソレノイド部60とを備えている。入れ側弁部は、吐出室22とクランク室5とをつなぐ給気通路28の開度(絞り量)を調節する。ソレノイド部60は、制御弁CV内に配設された作動ロッド40を、外部からの通電制御に基づき付勢制御するための一種の電磁アクチュエータである。作動ロッド40は、先端部たる隔壁部41、連結部42、略中央の弁体部43及び基端部たるガイドロッド部44からなる棒状部材である。弁体部43はガイドロッド部44の一部にあたる。

40

【0045】

前記制御弁CVのバルブハウジング45は、キャップ45aと、入れ側弁部の主な外郭を構成する上半部本体45bと、ソレノイド部60の主な外郭を構成する下半部本体45cとから構成されている。バルブハウジング45の上半部本体45b内には弁室46及び連通路47が区画され、同上半部本体45bとその上部に外嵌固定されたキャップ45aとの間には感圧室48が区画されている。

【0046】

50

前記弁室 4 6 及び連通路 4 7 内には、作動ロッド 4 0 が軸方向（図面では垂直方向）に移動可能に配設されている。弁室 4 6 及び連通路 4 7 は作動ロッド 4 0 の配置次第で連通可能となる。これに対して連通路 4 7 と感圧室 4 8 とは、同連通路 4 7 に嵌入された作動ロッド 4 0 の隔壁部 4 1 によって遮断されている。

【 0 0 4 7 】

前記弁室 4 6 の底壁は後記固定鉄心 6 2 の上端面によって提供される。弁室 4 6 を取り囲むバルブハウジング 4 5 の周壁には半径方向に延びるポート 5 1 が設けられ、このポート 5 1 は給気通路 2 8 の上流部を介して弁室 4 6 を吐出室 2 2 に連通させる。連通路 4 7 を取り囲むバルブハウジング 4 5 の周壁にも半径方向に延びるポート 5 2 が設けられ、このポート 5 2 は給気通路 2 8 の下流部を介して連通路 4 7 をクランク室 5 に連通させる。従って、ポート 5 1、弁室 4 6、連通路 4 7 及びポート 5 2 は制御弁内通路として、吐出室 2 2 とクランク室 5 とを連通させる給気通路 2 8 の一部を構成する。

10

【 0 0 4 8 】

前記弁室 4 6 内には作動ロッド 4 0 の弁体部 4 3 が配置される。連通路 4 7 の内径は、作動ロッド 4 0 の連結部 4 2 の径よりも大きく且つガイドロッド部 4 4 の径よりも小さい。つまり、連通路 4 7 の口径面積（隔壁部 4 1 の軸直交断面積） S_B は、連結部 4 2 の断面積より大きくガイドロッド部 4 4 の断面積より小さい。このため、弁室 4 6 と連通路 4 7 との境界に位置する段差は弁座 5 3 として機能し、連通路 4 7 は一種の弁孔となる。

【 0 0 4 9 】

前記作動ロッド 4 0 が図 3 の位置（最下動位置）から弁体部 4 3 が弁座 5 3 に着座する最上動位置へ上動すると、連通路 4 7 が遮断される。つまり作動ロッド 4 0 の弁体部 4 3 は、給気通路 2 8 の開度を任意調節可能な入れ側弁体として機能する。

20

【 0 0 5 0 】

前記感圧室 4 8 内には、感圧部材 5 4 が軸方向に移動可能に設けられている。この感圧部材 5 4 は有底円筒状をなすと共に、その底壁部で感圧室 4 8 を軸方向に二分し、同感圧室 4 8 を P 1 圧力室 5 5 と P 2 圧力室 5 6 とに区画する。感圧部材 5 4 は P 1 圧力室 5 5 と P 2 圧力室 5 6 との間の圧力隔壁の役目を果たし、両圧力室 5 5、5 6 の直接連通を許容しない。なお、感圧部材 5 4 の軸直交断面積を S_A とすると、その断面積 S_A は連通路 4 7 の口径面積 S_B よりも大きい。

【 0 0 5 1 】

P 1 圧力室 5 5 内には、コイルバネよりなる感圧部材付勢バネ 5 0 が収容されている。この感圧部材付勢バネ 5 0 は、感圧部材 5 4 を P 1 圧力室 5 5 側から P 2 圧力室 5 6 に向けて付勢する。

30

【 0 0 5 2 】

前記 P 1 圧力室 5 5 は、キャップ 4 5 a に形成された P 1 ポート 5 7 及び第 1 検圧通路 3 7 を介して、第 1 圧力監視点 P 1 である吐出室 2 2 と連通する。P 2 圧力室 5 6 は、バルブハウジング 4 5 の上半部本体 4 5 a に形成された P 2 ポート 5 8 及び第 2 検圧通路 3 8 を介して第 2 圧力監視点 P 2 と連通する。つまり、P 1 圧力室 5 5 には第 1 圧力監視点 P 1 の監視圧力 P_{dH} が導かれ、P 2 圧力室 5 6 には第 2 圧力監視点 P 2 の監視圧力 P_{dL} が導かれている。

40

【 0 0 5 3 】

前記ソレノイド部 6 0 は、有底円筒状の収容筒 6 1 を備えている。収容筒 6 1 の上部には固定鉄心 6 2 が嵌合され、この嵌合により収容筒 6 1 内にはソレノイド室 6 3 が区画されている。ソレノイド室 6 3 には、可動鉄心 6 4 が軸方向に移動可能に収容されている。固定鉄心 6 2 の中心には軸方向に延びるガイド孔 6 5 が形成され、そのガイド孔 6 5 内には、作動ロッド 4 0 のガイドロッド部 4 4 が軸方向に移動可能に配置されている。

【 0 0 5 4 】

前記ソレノイド室 6 3 は作動ロッド 4 0 の基端部の収容領域でもある。すなわち、ガイドロッド部 4 4 の下端は、ソレノイド室 6 3 内において可動鉄心 6 4 の中心に貫設された孔に嵌合されると共にかしめにより嵌着固定されている。従って、可動鉄心 6 4 と作動ロッド

50

ド４０とは常時一体となって上下動する。

【００５５】

前記ソレノイド室６３において固定鉄心６２と可動鉄心６４との間には、コイルバネよりなる弁体付勢バネ６６が収容されている。この弁体付勢バネ６６は、可動鉄心６４を固定鉄心６２から離間させる方向に作用して、作動ロッド４０（弁体部４３）を図面下方に向けて付勢する。

【００５６】

前記固定鉄心６２及び可動鉄心６４の周囲には、これら鉄心６２、６４を跨ぐ範囲にコイル６７が巻回されている。このコイル６７には制御装置７０の指令に基づき駆動回路７１から駆動信号が供給され、コイル６７は、その電力供給量に応じた大きさの電磁吸引力（電磁付勢力） F を可動鉄心６４と固定鉄心６２との間に発生させる。なお、コイル６７への通電制御は、コイル６７への印加電圧を調整することでなされる。本実施形態において印加電圧の調整には、デューティ制御が採用されている。

【００５７】

（制御弁の動作特性）

前記制御弁ＣＶにおいては、次のようにして作動ロッド４０の配置位置つまり弁開度が決まる。なお、弁室４６、連通路４７及びソレノイド室６３の内圧が作動ロッド４０の位置決めに及ぼす影響は無視するものとする。

【００５８】

まず、図３に示すように、コイル６７への通電がない場合（ $D_t = 0\%$ ）には、作動ロッド４０の配置には感圧部材付勢バネ５０及び弁体付勢バネ６６の下向き付勢力 $f_1 + f_2$ の作用が支配的となる。従って、作動ロッド４０は最下動位置に配置され、弁体部４３は連通路４７を全開とする。従って、クランク圧 P_c は、その時おかれた状況下において取り得る最大値となり、クランク圧 P_c とシリンダボア１ａの内圧とのピストン２０を介した差は大きくて、斜板１２は傾斜角度を最小として圧縮機の吐出容量は最小となっている。

【００５９】

前記コイル６７に対しデューティ比可変範囲の最小デューティ比 $D_t(\min)$ （ > 0 ）の通電がなされると、上向きの電磁付勢力 F が感圧部材付勢バネ５０及び弁体付勢バネ６６の下向き付勢力 $f_1 + f_2$ を凌駕し、作動ロッド４０が上動を開始する。この状態では、弁体付勢バネ６６の下向きの付勢力 f_2 によって減勢された上向き電磁付勢力 F が、感圧部材付勢バネ５０の下向き付勢力 f_1 によって加勢された二点間差圧 P_d に基づく下向き押圧力に対抗する。従って、

（数式）

$$P_d H \cdot S_A - P_d L (S_A - S_B) = F - f_1 - f_2$$

を満たすように、作動ロッド４０の弁体部４３が弁座５３に対して位置決めされる。

【００６０】

例えば、エンジンＥの回転速度が減少して冷媒循環回路の冷媒流量が減少すると、下向きの二点間差圧 P_d が減少してその時点での電磁付勢力 F では作動ロッド４０に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド４０が上動して感圧部材付勢バネ５０及び弁体付勢バネ６６が蓄力され、この両バネ５０、６６の下向き付勢力 $f_1 + f_2$ の増加分が下向きの二点間差圧 P_d の減少分を補償する位置に作動ロッド４０の弁体部４３が位置決めされる。その結果、連通路４７の開度が減少し、クランク圧 P_c が低下傾向となり、このクランク圧 P_c とシリンダボア１ａの内圧とのピストン２０を介した差も小さくなって斜板１２が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は増大される。圧縮機の吐出容量が増大すれば冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、二点間差圧 P_d は増加する。

【００６１】

逆に、エンジンＥの回転速度が増大して冷媒循環回路の冷媒流量が増大すると、下向きの二点間差圧 P_d が増大してその時点での電磁付勢力 F では作動ロッド４０に作用する上

10

20

30

40

50

下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド40が下動して感圧部材付勢バネ50及び弁体付勢バネ66の蓄力も減り、この両バネ50, 66の下向き付勢力 $f_1 + f_2$ の減少分が下向きの二点間差圧 P_d の増大分を補償する位置に作動ロッド40の弁体部43が位置決めされる。その結果、連通路47の開度が増加し、クランク圧 P_c が増大傾向となり、クランク圧 P_c とシリンダボア1aの内圧とのピストン20を介した差も大きくなって斜板12が傾斜角度減少方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は減少される。圧縮機の吐出容量が減少すれば冷媒循環回路における冷媒流量も減少し、二点間差圧 P_d は減少する。

【0062】

また、例えば、コイル67への通電デューティ比 D_t を大きくして電磁付勢力 F を大きくすると、その時点での二点間差圧 P_d では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド40が上動して感圧部材付勢バネ50及び弁体付勢バネ66が蓄力され、この両バネ50, 66の下向き付勢力 $f_1 + f_2$ の増加分が上向きの電磁付勢力 F の増加分を補償する位置に作動ロッド40の弁体部43が位置決めされる。従って、制御弁CVの開度、つまり連通路47の開度が減少し、圧縮機の吐出容量が増大される。その結果、冷媒循環回路における冷媒流量が増大し、二点間差圧 P_d も増大する。

10

【0063】

逆に、コイル67への通電デューティ比 D_t を小さくして電磁付勢力 F を小さくすれば、その時点での二点間差圧 P_d では上下付勢力の均衡が図れないため、作動ロッド40が下動して感圧部材付勢バネ50及び弁体付勢バネ66の蓄力も減り、この両バネ50, 66の下向き付勢力 $f_1 + f_2$ の減少分が上向きの電磁付勢力 F の減少分を補償する位置に作動ロッド40の弁体部43が位置決めされる。従って、連通路47の開度が増加し、圧縮機の吐出容量が減少する。その結果、冷媒循環回路における冷媒流量が減少し、二点間差圧 P_d も減少する。

20

【0064】

以上のように制御弁CVは、電磁付勢力 F によって決定された二点間差圧 P_d の制御目標(設定差圧)を維持するように、この二点間差圧 P_d の変動に応じて内部自律的に作動ロッド40を位置決めする構成となっている。また、この設定差圧は、電磁付勢力 F を変更することで、最小デューティ比 $D_t(\min)$ の時の最小値と最大デューティ比 $D_t(\max)$ (例えば100%)の時の最大値との間で変更される。

30

【0065】

(制御体系)

図2及び図3に示すように、車両用空調装置は同空調装置の制御全般を司る制御装置70を備えている。制御装置70は、CPU、ROM、RAM及びI/Oインターフェイスを備えたコンピュータ類の制御ユニットであり、I/Oの入力端子には外部情報検知手段72が接続され、I/Oの出力端子には駆動回路71が接続されている。

【0066】

前記制御装置70は、外部情報検知手段72から提供される各種の外部情報に基づいて適切なデューティ比 D_t を演算し、駆動回路71に対しそのデューティ比 D_t での駆動信号の出力を指令する。駆動回路71は、命じられたデューティ比 D_t の駆動信号を制御弁CVのコイル67に出力する。コイル67に供給される駆動信号のデューティ比 D_t に応じて、制御弁CVのソレノイド部60の電磁付勢力 F が変化する。

40

【0067】

前記外部情報検知手段72は各種センサ類を包括する機能実現手段である。外部情報検知手段72を構成するセンサ類としては、例えば、A/Cスイッチ(乗員が操作する空調装置のON/OFFスイッチ)73、車室内温度 $T_e(t)$ を検出するための温度センサ74、車室内温度の好ましい設定温度 $T_e(\text{set})$ を設定するための温度設定器75があげられる。

【0068】

次に、図5のフローチャートを参照して制御装置70による制御弁CVへのデューティ制

50

御の概要を簡単に説明する。

車両のイグニションスイッチ（又はスタートスイッチ）がONされると、制御装置70は電力を供給され演算処理を開始する。制御装置70は、ステップ101（以下単に「S101」という、他のステップも以下同様）において初導プログラムに従い各種の初期設定を行う。例えば、制御弁CVのデューティ比Dtに初期値として「0」を与える（無通電状態）。その後、処理はS102以下に示された状態監視及びデューティ比の内部演算処理へと進む。

【0069】

S102では、A/Cスイッチ73がONされるまで同スイッチ73のON/OFF状況が監視される。A/Cスイッチ73がONされると、S103において制御弁CVのデューティ比Dtを最小デューティ比Dt(min)とし、同制御弁CVの内部自律制御機能（設定差圧維持機能）を起動する。

10

【0070】

S104において制御装置70は、温度センサ74の検出温度Te(t)が温度設定器75による設定温度Te(set)より大であるか否かを判定する。S104判定がNOの場合、S105において前記検出温度Te(t)が設定温度Te(set)より小であるか否かを判定する。S105判定もNOの場合には、検出温度Te(t)が設定温度Te(set)に一致していることになるため、冷房能力の変化につながるデューティ比Dtの変更の必要はない。それ故、制御装置70は駆動回路71にデューティ比Dtの変更指令を発することなく、処理はS108に移行される。

20

【0071】

S104判定がYESの場合、車室内は暑く熱負荷が大きいと予測されるため、S106において制御装置70はデューティ比Dtを単位量Dだけ増大させ、その修正値(Dt+D)へのデューティ比Dtの変更を駆動回路71に指令する。従って、制御弁CVの弁開度が若干減少し、圧縮機の吐出容量が増大して蒸発器33での除熱能力が高まり、温度Te(t)は低下傾向となる。

【0072】

S105判定がYESの場合、車室内は寒く熱負荷が小さいと予測されるため、S107において制御装置70はデューティ比Dtを単位量Dだけ減少させ、その修正値(Dt-D)へのデューティ比Dtの変更を駆動回路71に指令する。従って、制御弁CVの弁開度が若干増加し、圧縮機の吐出容量が減少して蒸発器33での除熱能力が低まり、温度Te(t)は上昇傾向となる。

30

【0073】

S108においては、A/Cスイッチ73がOFFされたか否かが判定される。S108判定がNOなら処理はS104に移行される。逆にS108判定がYESなら処理はS101に移行され、制御弁CVは無通電状態とされる。

【0074】

以上のように、S106及び/又はS107でのデューティ比Dtの修正処理を経ることで、検出温度Te(t)が設定温度Te(set)からずれていてもデューティ比Dtが次第に最適化され、更に制御弁CVでの内部自律的な弁開度調節も相俟って温度Te(t)が設定温度Te(set)付近に収束する。

40

【0075】

上記構成の本実施形態によれば、以下のような効果を得ることができる。

(1)本実施形態では、蒸発器33での熱負荷の大きさに影響される吸入圧Psそのものを制御弁CVの弁開度制御における直接の指標とすることなく、冷媒循環回路における二つの圧力監視点P1、P2間の差圧Pdを直接の制御対象として圧縮機の吐出容量のフィードバック制御を実現している。このため、蒸発器33での熱負荷状況にほとんど影響されることなく、エンジンEの回転速度の変動及び制御装置70による外部制御によって、応答性及び制御性の高い吐出容量の増加減少制御を行なうことができる。特に、エンジンEの回転速度が上昇した場合に、速やかに圧縮機の吐出容量を減少できることは、同工

50

ンジン E の省燃費につながる。

【 0 0 7 6 】

(2) 制御弁 C V (コイル 6 7) を制御するデューティ比 D_t を変更することで、同制御弁 C V の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能な構成である。従って、電磁構成 (ソレノイド部 6 0 等) を備えない言い換えれば単一の設定差圧しか持ち得ない制御弁 C V と比較して、図 5 のフローチャートで示したように細やかな空調制御要求に対応することができる。

【 0 0 7 7 】

(3) 比較例 (両圧力監視点 P 1 , P 2 共に静圧を監視圧力 P_{dH} , P_{dL} とする例) において、冷媒流量と二点間差圧 P_d との関係を変更するには、二つの圧力監視点 P 1 , P 2 間の距離を変更するか、或いは固定絞り 3 9 の絞り量を変更するしかない。しかし、本実施形態においては、第 2 圧力監視点 P 2 を流れる冷媒ガスの静圧に動圧成分を加えたものを、同圧力監視点 P 2 の監視圧力 P_{dL} として制御弁 C V に導入することで、冷媒流量と二点間差圧 P_d との関係を比較例と異ならせることができた。つまり、本実施形態においては、監視圧力 P_{dL} に動圧を反映させるという、冷媒流量と二点間差圧 P_d との関係を比較例から変更可能な新たな選択肢を提案しており、空調装置の設計の自由度が大きくなった。

【 0 0 7 8 】

(4) デューティ比 D_t が最大の時に、前記数式を満たす二点間差圧 P_d が、制御弁 C V の最大設定差圧つまり制御可能な冷媒循環回路の最大冷媒流量となる (図 4 参照) 。上述したように、同じ二点間差圧 P_d では、比較例よりも本実施形態の方が、冷媒循環回路をより多くの冷媒が流れていることとなる。つまり、本実施形態においては、冷媒循環回路の制御可能な最大冷媒流量を比較例よりも高く設定することができる。

【 0 0 7 9 】

ここで、前記比較例において、制御可能な最大冷媒流量を引き上げるために、例えば固定絞り 3 9 の絞り量を小さくし、冷媒流量が多くなっても二点間差圧 P_d がそれほど大きくならないようにすることが考えられる。ところが、固定絞り 3 9 の絞り量を小さくすると、冷媒流量が少ない時に同流量が変化しても二点間差圧 P_d がほとんど変化しないことになる。このため、冷媒流量を少流量域で制御しようとする、極狭い範囲でデューティ比 D_t を調節しなくてはならなくなり、精度の高い流量制御を行い得ないのである。

【 0 0 8 0 】

以上のように、本実施形態によれば、少流量域における冷媒流量の制御性を良好に維持しつつ、制御可能な最大冷媒流量を高めることができる。

(5) 車両用空調装置の圧縮機は、一般的に車両の狭いエンジンルームに配置されるため、その体格が制限されている。従って、制御弁 C V の体格ひいてはソレノイド部 6 0 (コイル 6 7) の体格も制限されることとなる。また、一般的に、ソレノイド部 6 0 の作動電源としては、エンジン制御等のために車両に装備されているバッテリーが用いられており、この車両バッテリーの電圧は例えば 1 2 ~ 2 4 v で規定されている。

【 0 0 8 1 】

つまり、前記比較例において制御可能な最大冷媒流量を引き上げるために、ソレノイド部 6 0 が発生し得る最大電磁付勢力 F (最大設定差圧) を大きくしようとしても、コイル 6 7 の大型化及び作動電源の高電圧化の何れの側からのアプローチも、既存周辺構成の大きな変更をとまなうためほぼ不可能である。言い換えれば、車両用空調装置に用いられる圧縮機の制御弁 C V において、設定差圧変更手段として電磁アクチュエータ構成を採用した場合、制御可能な最大冷媒流量を引き上げる手法として最も適しているのは、コイル 6 7 (制御弁 C V) の大型化及び作動電源の高電圧化を伴わない本実施形態によるものなのである。

【 0 0 8 2 】

(6) 第 2 圧力監視点 P 2 の全圧が、同圧力監視点 P 2 の監視圧力 P_{dL} として制御弁 C V に導入されている。従って、大流量域における冷媒流量の増大によっても、二点間差圧

10

20

30

40

50

P dの増大傾向をより効果的に抑えることができ、前記効果(4)を奏するのにより有効となる。

【0083】

(7) 制御弁C V内において二点間差圧 P dを機械的に検出し、同検出差圧 P dを作動ロッド40(弁体部43)の位置決め直接反映させている。従って、二点間差圧 P dを電氣的に検出する高価な圧力センサ等を必要としない。二点間差圧 P dを電氣的に検出しないことは、デューティ比D tの算出パラメータを少なくして、制御装置70の演算負荷を軽減することにつながる。

【0084】

(8) 流通管36の屈曲部36aは、冷媒循環回路の車両に対するレイアウトの都合上存在する構成である。そして、この屈曲部36aに第2圧力監視点P2が設定されており、さらには同屈曲部36aの90°屈曲した形状を利用することで、第2検圧通路38の直線状配管によってもその開口38aを冷媒ガスの流れに正対させること、ひいては第2圧力監視点P2の全圧を制御弁C Vに導入することができた。例えば、流通管36に屈曲部36aが存在しない場合、後述する第3実施形態の第1圧力監視点P1のように、第2検圧通路38の配管をL字形状に屈曲して流通管36内に配置しなければ、開口38aを冷媒ガスの流れに正対させることができず、この配管の屈曲加工が必要となり加工手間が増えるのである。

【0085】

第2実施形態

図6においては第2実施形態を示す。本実施形態においては第1圧力監視点P1が、吐出室22と固定絞り39との間の流通管36上に設定されている。第1検圧通路37の配管は流通管36に直交するようにして接続されており、従って同第1検圧通路37の流通管36内での開口37aは、同流通管36の内壁面において冷媒ガスの流れに対して垂直方向に向かって配置されている。よって、第1圧力監視点P1を通過する冷媒ガスの静圧が、同圧力監視点P1の監視圧力P d Hとして制御弁C V(P1圧力室55)に導入されることとなる。

【0086】

本実施形態によれば、吐出室22内よりも冷媒ガスの流速が速い流通管36上に第1圧力監視点P1を設定することで、吐出室22内と全圧はほぼ同じであっても同全圧に占める動圧の割合が大きくなり、第1実施形態よりも低い監視圧力(静圧)P d Hを制御弁C Vに導入することができる。従って、図4のグラフにおいて「第2実施形態」の特性線で示すように、大流量域における冷媒流量の増大によっても、二点間差圧 P dの増大傾向をさらに抑えることができ、制御可能な冷媒循環回路の最大冷媒流量をさらに高く設定することができる。

【0087】

第3実施形態

図7においては第3実施形態を示す。本実施形態においては、冷媒循環回路の制御可能な最大流量を高く設定することよりも、冷媒流量の制御性向上に重きを置いた構成となっている。

【0088】

すなわち、第1圧力監視点P1は、吐出室22と固定絞り39との間の流通管36上に設定されている。第1検圧通路37の配管は、流通管36内に配置される先端部が90°屈曲されて全体としてL字形状をなし、同検圧通路37の流通管36内での開口37aは同流通管36の中心軸線位置において冷媒ガスの流れに正対されている。従って、第1圧力監視点P1を通過する冷媒ガスの全圧が、同圧力監視点P1の監視圧力P d Hとして制御弁C V(P1圧力室55)に導入されることとなる。このため、静圧を監視圧力P d Hとする比較例と比べて、冷媒流量が増加するほどより高い監視圧力P d Hを制御弁C Vに導入することができる。

【0089】

10

20

30

40

50

他方、第2検圧通路38の配管は流通管36に直交するようにして装着され、同配管の流通管36内での開口38aは、同流通管36の内壁面において冷媒ガスの流れに対して垂直方向に向かって配置されている。従って、第2圧力監視点P2を通過する冷媒ガスの静圧が、同圧力監視点P2の監視圧力PdLとして制御弁CV(P2圧力室56)に導入されることとなる(比較例と同様)。

【0090】

よって、図4のグラフに「第3実施形態」の特性線で示すように、特に中間流量域及び大流量域での冷媒流量の増大減少によって、比較例よりも二点間差圧Pdを大きく増大減少させることができ、広い範囲のデューティ比Dtを用いて精度の高い流量制御を行い得る。

10

【0091】

ここで、比較例において冷媒流量の制御性を高めるために、例えば固定絞り39の絞り量を大きくし、冷媒流量の変化に対して二点間差圧Pdがより大きく変動されるようにすることが考えられる。ところが、固定絞り39の絞り量を大きくすることは、冷媒循環回路における同固定絞り39での圧力損失が増大することでもあり、空調装置の効率悪化ひいてはエンジンEの燃費悪化につながってしまうのである。

【0092】

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

- ・監視圧力PdH、PdLに動圧を反映させることは、上記各実施形態のように全圧を制御弁CVに導入することに限定されるものではなく、例えばピトー管等を用いて動圧のみを制御弁CVに導入する構成であってもよいし、図8に示すように圧力監視点P1(P2)において、検圧通路37(38)の配管を流通管36に対して傾斜して接続することで、動圧を傾斜角に対応する分だけ弱めた動圧成分と静圧とを制御弁CVに導入する構成であっても良い。

20

【0093】

- ・第1圧力監視点P1及び第2圧力監視点P2の両方の監視圧力PdH、PdLに、各圧力監視点P1、P2を流れる冷媒ガスの動圧を反映させること。この場合、例えば図8に示すような手法を両圧力監視点P1、P2において用い、さらには各圧力監視点P1、P2毎に動圧の反映度合(傾斜角)を適宜調節すれば、冷媒流量と二点間差圧Pdとの関係を、比較例に対して最大冷媒流量重視側及び流量制御性重視側のいずれにも異ならせることは可能である。

30

【0094】

- ・図9に示すように、第1圧力監視点P1及び第2圧力監視点P2を、流通管36の途中において至極接近させて設定する。同図の拡大円中に示すように、この圧力監視点P1、P2にピトー管80を配置する。そして、同ピトー管80において、冷媒ガスの流れに正対して開口(37a)する全圧管80aを、第1検圧通路37として制御弁CVのP1圧力室55に連通させるとともに、冷媒ガスの流れに対して垂直方向に向かって開口(38a)する静圧管80bを、第2検圧通路38としてP2圧力室56に連通させること。このように構成すれば、第1圧力監視点P1の監視圧力PdH(全圧)と第2圧力監視点P2の監視圧力PdL(静圧)との差Pdは、同圧力監視点P1、P2付近を流れる冷媒ガスの動圧(=全圧-静圧)を表すこととなる。速度項である動圧は、冷媒流速即ち冷媒流量と正の相関を示すことから、上記各実施形態や比較例等と同様な制御弁CVによる冷媒流量制御を、固定絞り39を用いずして行なうことが可能となる。つまり、「圧力」を静圧と狭義に解釈する場合よりも、空調装置の設計の自由度が大きくなる。

40

【0095】

- ・制御弁CVから内部自律機能を削除して電磁弁構成のみとする。第1圧力監視点P1及び第2圧力監視点P2にそれぞれ圧力センサを配設する。制御装置70は、外部情報検知手段72からのみならず各圧力センサからの検出値も考慮してデューティ比Dtを算出することで、二点間差圧Pdを反映した制御弁CVの電気制御を行なう。このようにすれば、制御弁CVの構成の簡素化及び小型化を図ることができる。

50

【 0 0 9 6 】

・図 2 に別例として示すように、第 1 圧力監視点 P 1 を蒸発器 3 3 と吸入室 2 1 との間の吸入圧力領域（図面においては流通管 3 5 上）に設定するとともに、第 2 圧力監視点 P 2 を同じ吸入圧力領域において第 1 圧力監視点 P 1 の下流側（図面においては吸入室 2 1 内）に設定すること。

【 0 0 9 7 】

・制御弁 C V を、給気通路 2 8 ではなく抽気通路 2 7 の開度調節によりクランク圧 P c を調節する、所謂抜き側制御弁としても良い。
 ・ワッフル式の容量可変型圧縮機を用いた空調装置において具体化すること。

【 0 0 9 8 】

・動力伝達機構 P T として、電磁クラッチ等のクラッチ機構を備えたものを採用すること。

10

【 0 0 9 9 】

【 発明の効果 】

以上詳述したように本発明によれば、容量可変型圧縮機の吐出容量制御が蒸発器での熱負荷状況に影響されることなく制御目標値（設定差圧）の維持動作を行い得る。また、圧力監視点の監視圧力に同圧力監視点を流れる冷媒の動圧を反映させるといふ、冷媒流量と二点間差圧との関係と比較例（両圧力監視点共に静圧を監視圧力とする例）から変更可能な新たな手法を提案しており、空調装置の設計の自由度が大きくなる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【 図 2 】 冷媒循環回路の概要を示す回路図。

【 図 3 】 制御弁の断面図。

【 図 4 】 冷媒流量と二点間差圧との関係を示すグラフ。

【 図 5 】 制御弁の制御を説明するフローチャート。

【 図 6 】 第 2 実施形態を示す冷媒循環回路の部分回路図。

【 図 7 】 第 3 実施形態を示す冷媒循環回路の部分回路図。

【 図 8 】 別例を示す圧力監視点の要部拡大断面図。

【 図 9 】 別例を示す冷媒循環回路の部分回路図。

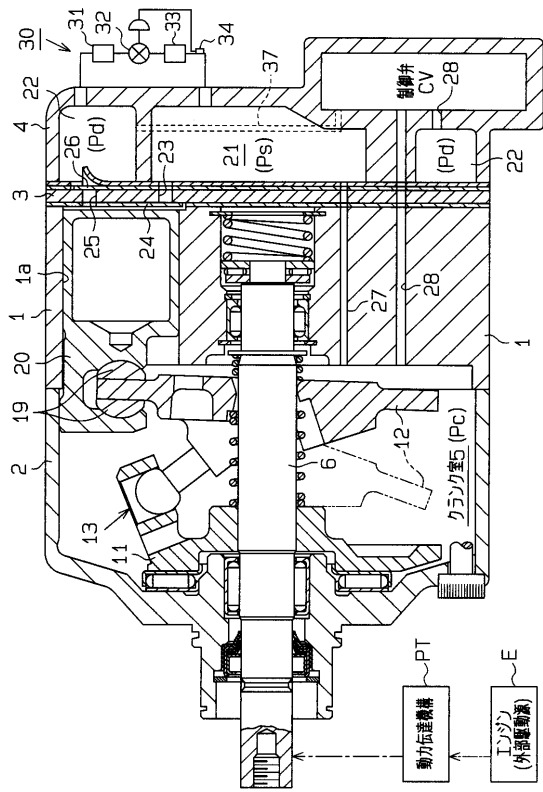
【 符号の説明 】

3 0 ... 容量可変型圧縮機とともに冷媒循環回路を構成する外部冷媒回路、 3 1 ... 凝縮器、 3 2 ... 減圧装置としての膨張弁、 3 3 ... 蒸発器、 7 0 ... 設定差圧変更手段を構成する制御装置、 C V ... 差圧検出手段、圧縮機制御手段及び設定差圧変更手段を構成する制御弁、 P d H ... 第 1 圧力監視点の監視圧力、 P d L ... 第 2 圧力監視点の監視圧力、 P d ... 二点間差圧、 P 1 ... 第 1 圧力監視点、 P 2 ... 第 2 圧力監視点。

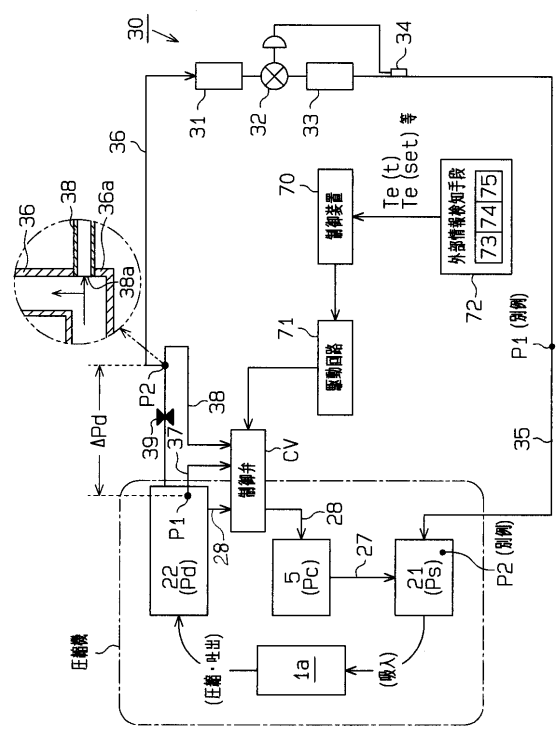
20

30

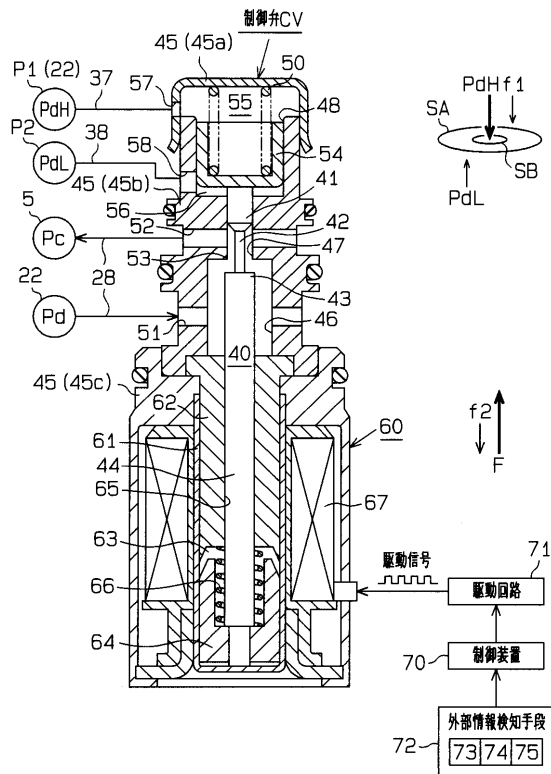
【図1】



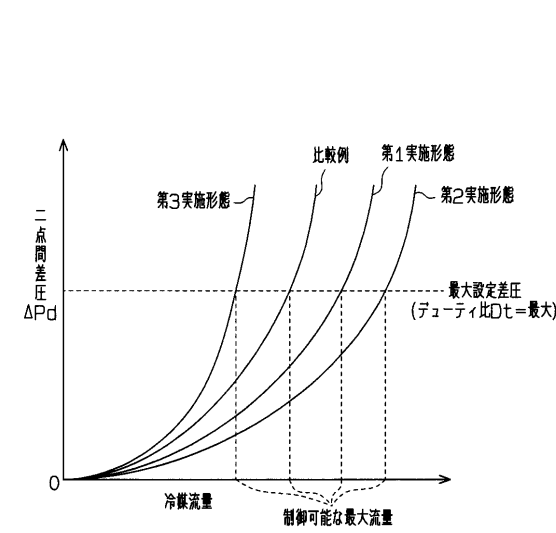
【図2】



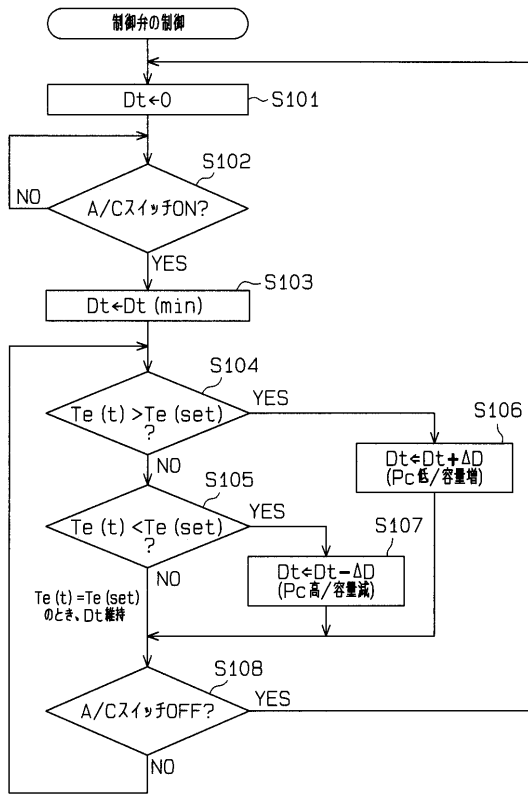
【図3】



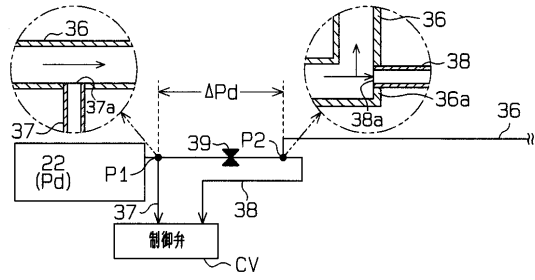
【図4】



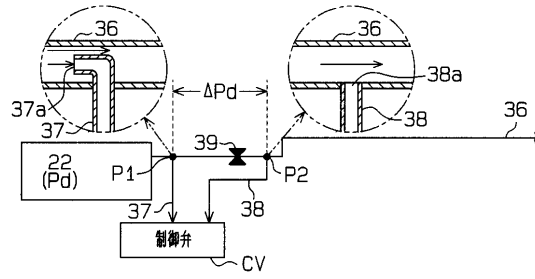
【 図 5 】



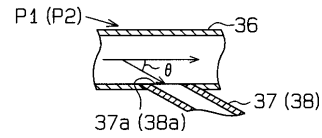
【 図 6 】



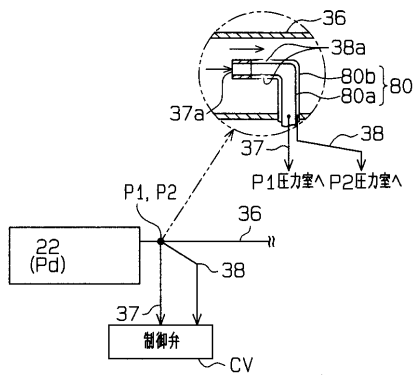
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



フロントページの続き

- (72)発明者 川口 真広
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内
- (72)発明者 太田 雅樹
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内
- (72)発明者 木村 一哉
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内
- (72)発明者 松原 亮
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内
- (72)発明者 安谷屋 拓
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社 豊田自動織機製作所 内
- (72)発明者 宮川 和仁
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社 デンソー 内
- (72)発明者 土方 康種
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社 デンソー 内

審査官 田々井 正吾

- (56)参考文献 実開平05-010788(JP,U)
特開平10-131852(JP,A)
特開2000-087849(JP,A)
特開平05-087047(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00

B60H 1/32