

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4042203号
(P4042203)

(45) 発行日 平成20年2月6日(2008.2.6)

(24) 登録日 平成19年11月22日(2007.11.22)

(51) Int.Cl.		F I			
B60H	1/22	(2006.01)	B60H	1/22	651C
B60H	1/32	(2006.01)	B60H	1/32	623B
			B60H	1/32	623E
			B60H	1/32	623G
			B60H	1/32	623J

請求項の数 2 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平10-109949	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成10年4月20日(1998.4.20)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開平11-301256		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成11年11月2日(1999.11.2)	(74) 代理人	100096998
審査請求日	平成16年8月17日(2004.8.17)		弁理士 碓水 裕彦
		(72) 発明者	土屋 静男
			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	草野 勝也
			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	鈴木 敏史

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

少なくとも冷媒を高温高压に圧縮する冷媒圧縮機(14)、およびこの冷媒圧縮機(14)からの高温高压の冷媒と空調空気とを熱交換し、この空調空気を加熱する暖房用熱交換器(19)を有する冷凍サイクル(4)と、

空調環境に影響を与える空調情報に基づいて、前記空調空気の目標吹出温度(TAO)を算出する目標温度算出手段(S110)と、

前記目標吹出温度(TAO)に基づいて前記冷凍サイクル(4)の目標高压圧力(Pc)を算出する目標圧力算出手段(S130)と、

前記冷凍サイクル(4)の高压圧力が前記目標高压圧力(Pc)となるように前記冷媒圧縮機(14)の回転数を制御する回転数制御手段(S160)とを備え、

前記冷凍サイクル(4)の高压圧力が所定圧力(PL)より高くなると、この冷凍サイクル(4)保護のために前記冷媒圧縮機(14)の作動を停止するようになっている空調装置であって、

前記目標高压圧力(Pc)に前記所定圧力より低い上限値(Pcmax)を予め設定し、この上限値(Pcmax)は外気温が高くなるほど低い値に設定されており、前記目標圧力算出手段(S130)により算出された前記目標高压圧力(Pc)が前記上限値(Pcmax)以上であるときは前記目標高压圧力(Pc)に前記上限値(Pcmax)をセットし、前記回転数制御手段(S160)で前記上限値(Pcmax)になるように前記冷媒圧縮機(14)の回転数を制御させる手段(S140、S150)を備えることを特

10

20

徴とする空調装置。

【請求項 2】

車室内への空気流路をなす空調ダクト(2)と、

少なくとも車両に搭載されたバッテリー(101)からの電力にて駆動されて冷媒を高温高圧に圧縮する冷媒圧縮機(14)、および前記空調ダクト(2)内に配置され、前記冷媒圧縮機(14)からの高温高圧の冷媒と空調空気とを熱交換し、この空調空気を加熱する暖房用熱交換器を有する冷凍サイクル(4)と、

車室内の空調環境に影響を与える空調情報に基づいて、前記空調空気の目標吹出温度(TAO)を算出する目標温度算出手段(S110)と、

前記目標吹出温度(TAO)に基づいて前記冷凍サイクル(4)の目標高圧圧力(Pc)を算出する目標圧力算出手段(S130)と、

前記冷凍サイクル(4)の高圧圧力が前記目標高圧圧力(Pc)となるように前記冷媒圧縮機(14)の回転数を制御する回転数制御手段(S160)とを備え、

前記冷凍サイクル(4)の高圧圧力が所定圧力(PL)より高くなると、この冷凍サイクル(4)保護のために前記圧縮機(14)の作動を停止するようになっている車両用空調装置であって、

前記目標高圧圧力(Pc)に前記所定圧力より低い上限値(Pcmax)を予め設定し、この上限値(Pcmax)は外気温が高くなるほど低い値に設定されており、前記目標圧力算出手段(S130)により算出された前記目標高圧圧力(Pc)が前記上限値(Pcmax)以上であるときは前記目標高圧圧力(Pc)に前記上限値(Pcmax)をセ
ットし、前記回転数制御手段(S160)で前記上限値(Pcmax)になるように前記冷媒圧縮機(14)の回転数を制御させる手段(S140、S150)を備えることを特
徴とする車両用空調装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、冷凍サイクルのコンデンサにて空気を加熱して空調空間を暖房する空調装置において、特に冷凍サイクルの高圧圧力(冷媒温度)を制御することで、暖房能力を制御するものに関する。

【0002】

【従来の技術】

上述のように高圧圧力を制御して暖房能力を制御するものとして、特開平7-1954号公報に記載されている電気自動車用空調装置がある。この従来装置では、先ず、各種空調情報(例えば、内気温、外気温、車室内の設定温度)に基づいて、空調風の目標吹出温度を算出する。その後、この目標吹出温度が得られるように高圧圧力の目標高圧を算出し、実際の高圧圧力が上記目標高圧となるように圧縮機の回転数を制御している。

【0003】

また、上記従来装置には記載されていないが、このような冷凍サイクルでは、高圧が所定圧力(異常高圧値)以上となると、冷凍サイクル装置の保護を目的に冷凍サイクル(圧縮機)を停止させる保護制御を採用することが周知である。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記従来装置において、外気温が冬場のように0以下(以下、これを低温と呼ぶ)といった条件でなく、例えば比較的外気温が高温の15といったときに、乗員が設定温度を大きく上げた場合、以下の問題が発生する。

つまり、設定温度を上げると、目標高圧圧力が非常に高い値に算出されるのであるが、外気温が高温のときに設定温度を大きくあげると、外気温が低温の場合よりも高圧圧力の圧力上昇速度が非常に速い。このため、外気温が低温の場合は、実際の高圧圧力が目標高圧圧力より高くなってオーバーシュートし、高圧圧力が異常高圧値となって、冷凍サイクル(圧縮機)が停止するという問題がある。

【 0 0 0 5 】

そこで、本発明は、高圧圧力がオーバーシュートして圧縮機が停止することを未然に防止することを目的とする。

【 0 0 0 6 】

【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 記載の発明では、目標高圧圧力 (P_c) に前記所定圧力より低い上限値 (P_{cmax}) を予め設定し、この上限値 (P_{cmax}) は外気温が高くなるほど低い値に設定されていること特徴としている。

これにより、目標高圧圧力の上限値は、所定圧力より低い値に設定されているため、オーバーシュートして実際の高圧圧力が目標高圧圧力より大きくなったとしても、この高圧圧力が上記所定圧力に到達しにくくなり、冷凍サイクルの停止を未然に防止できる。そして、上述の圧力上昇速度は外気温が高くなるほど高くなり、実際の高圧圧力がオーバーシュートして上記所定圧力に近づきやすい。このため、本発明では、外気温が高くなる程、上限値を低い値に設定しているため、外気温に応じて冷凍サイクルの停止を未然に防止できる。

10

【 0 0 0 7 】

ところで、上記従来装置では、冷媒圧縮機が上記所定圧力により停止するに至らない場合でも、暖房性能確保に必要な高圧圧力を越えた域での運転が続くため、必要以上に圧縮機回転数が高くなり、消費電力および騒音を増加させるという問題があった。これに対して、請求項 2 記載の発明では、請求項 1 記載の発明の作用効果に加えて、目標高圧圧力に上限値が設けられるため、圧縮機回転数が必要以上に高くなり、消費電力および騒音を低減することができる。

20

【 0 0 0 8 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態について説明する。なお、本例は、本発明の空調装置を電気自動車用空調装置に適用した例である。図 1 に自動車用空調装置の全体構成図を示す。

本空調装置は、車室内への空気流路をなす空調ダクト 2、このダクト 2 内に空気を導入して車室内へ送る送風機 3、アキュムレータ式冷凍サイクル 4、およびエアコン制御装置 5 を備える。

【 0 0 0 9 】

送付器 3 は、ブロアケース 3 a、遠心式ファン 3 B、ブロアモータ 3 c よりなり、このブロアモータ 3 c への印加電圧は、モータ駆動回路 6 を介してエアコン制御装置 5 からの制御信号に基づいて制御される。ブロアケース 3 a には、車室内空気 (内気) を導入する内気導入口 7、8 と、車室外空気 (外気) を導入する外気導入口 9 とが形成されるとともに、内気導入口 7 と外気導入口 9 との開口割合を調節する内外気切替ダンパ 1 0 が設けられている。なお、内気導入口 8 は、常時開口している。

30

【 0 0 1 0 】

ダクト 2 の空気下流側には、車両のフロントガラスの内面に向かって空調空気を送風するデフロスタ吹出口 1 1、乗員の上半身に向かって空調空気を送風するフェイス吹出口 1 2、乗員の下半身に向かって空調空気を送風するフット吹出口 1 3 が開口形成されている。なお、各吹出口 1 1 ~ 1 3 は、吹出口モードに応じて作動する吹出口切替ダンパ (図示しない) によって選択的に開閉される。

40

【 0 0 1 1 】

冷凍サイクル 4 は、冷媒を高温高圧に圧縮する冷媒圧縮機 1 4、室外熱交換器 1 5、冷房用熱交換器 1 8、暖房用熱交換器 1 9、アキュムレータ 2 0、四方弁 2 1 を備える。冷媒圧縮機 1 4 は、内蔵された電動モータ 1 0 0 により駆動されるもので、四方弁 2 1、アキュムレータ 2 0 とともにコンプレッサユニット 2 2 を構成する。電動モータ 1 0 0 は、インバータ 2 3 を介して車両搭載のバッテリー 1 0 1 から電力が供給されて駆動する。そして、電動モータ 1 0 0 は、インバータ 2 3 によって可変制御される周波数に応じて回転速度が決定制御される。従って、冷媒圧縮機 1 4 の冷媒吐出量、冷媒圧力 (高圧圧力) は、電

50

動モータ100の回転数に応じて変化する。

【0012】

室外熱交換器15は、ダクト2の外部(車室外)に配されて、外気と冷媒との熱交換を行うもので、室外ファン24の送風を受けて、空調運転が暖房運転時には冷媒蒸発器として機能し、冷房運転時には冷媒凝縮器として機能する。冷房用減圧装置16は、冷房運転時に冷房用熱交換器18へ供給される冷媒を減圧膨張させるもので、固定絞りであるキャピラリーチューブが使用される。暖房用減圧装置17は、暖房運転時に室外熱交換器15へ供給される冷媒を減圧膨張させるもので、冷房用減圧装置16と同様にキャピラリーチューブが使用される。

【0013】

冷房用熱交換器18は、冷房運転時に冷媒蒸発器として機能するもので、ダクト2内に配されて、冷房用減圧装置16で減圧膨張された低温低圧の冷媒と空気との熱交換を行うことにより、冷房用熱交換器18を通過する空気を冷却する。暖房用熱交換器19は暖房運転時に冷媒凝縮器として機能するもので、ダクト2内で冷房用熱交換器18の空気下流側に配されて、冷媒圧縮機14で圧縮された高温高圧の冷媒と空気との熱交換を行うことにより、暖房用熱交換器19を通過する空気を加熱する。

【0014】

アキュムレータ20は、冷凍サイクル4内の過剰冷媒を一時蓄えるとともに、気相冷媒のみを送りだして、冷媒圧縮機14に液冷媒が吸い込まれるのを防止する。四方弁21は、電磁弁25、26、および逆止弁27、28と協働して、冷媒の流れを切り換えて、上記冷房運転、上記暖房運転、および後述の除湿運転を実現するためのものである。以下、これら冷房運転、暖房運転、除湿運転の冷媒の流れ方について説明する。

【0015】

冷房運転時は、冷媒圧縮機14より吐出された冷媒が、四方弁21 逆止弁27 室外熱交換器15 冷房用減圧装置16 冷房用熱交換器18 アキュムレータ20 冷媒圧縮機14の順に流れるように、四方弁21、電磁弁25、26を切り換える(この冷房運転時の冷媒流れを図1中矢印Cで示す)。

暖房運転時は、冷媒圧縮機14より吐出された冷媒が、四方弁21 暖房用熱交換器19 暖房用減圧装置17 逆止弁28 室外熱交換器15 電磁弁25 アキュムレータ20 冷媒圧縮機14の順に流れるように、四方弁21、電磁弁25、26を切り換える(この冷房運転時の冷媒流れを図1中矢印Cで示す)。

【0016】

除湿運転時は、冷媒圧縮機14より吐出された冷媒が、四方弁21 暖房用熱交換器19 電磁弁26 逆止弁28 室外熱交換器15 冷房用減圧装置16 冷房用熱交換器18 アキュムレータ20 冷媒圧縮機14の順に流れるように、四方弁21、電磁弁25、26を切り換える(この除湿運転時の冷媒流れを図1中矢印Dで示す)。

【0017】

エアコン制御装置5(図2参照)は、マイクロコンピュータ(図示しない)を内蔵し、エアコン操作パネル29から出力される操作信号、および後述の各センサ(検出手段)からの空調環境(車室内)に影響を与える空調情報(検出信号)に基づいて、送風機3、インバータ23、室外ファン24、四方弁21、電磁弁25、26、内外気切替ダンパを駆動するアクチュエータ(図示しない)等の電気部品を制御する。

【0018】

センサは、車室内温度 T_r を検出する内気センサ30、外気温 T_{am} を検出する外気センサ31、日射量 T_s を検出する日射センサ32、暖房用熱交換器19の吸込空気温度 T_{in} を検出する入口温度センサ33、暖房用熱交換器19よりも冷媒上流側の冷媒圧力(上記高圧圧力、冷媒圧縮機14の吐出圧力) P_c を検出する冷媒圧力センサ34等を備える。なお、入口温度センサ33は、冷媒圧縮機14と暖房用熱交換器19とを連結する冷媒配管35に取り付けられている。

【0019】

10

20

30

40

50

次に、本発明の特徴事項である暖房運転時における冷媒圧縮機 14 の回転数制御（エアコン制御装置 5 で行われる）を、図 3 のフローチャートにて説明する。

先ず、ステップ S 1 0 0 では、各センサからの出力を読み込む。次にステップ S 1 1 0 ではエアコン操作パネル 2 9 で設定された車室内の設定温度 T_{set} およびステップ S 1 0 0 で読み込まれた車室内温度 T_r 、外気温 T_{am} 、日射量 T_s を基に、以下の数式 1 より空調風の目標吹出温度 T_{AO} を算出する。

【 0 0 2 0 】

【数 1】

$$T_{AO} = K_{set} \cdot T_{set} - K_r \cdot T_r - K_{am} \cdot T_{am} - K_s \cdot T_s + C$$

但し、 K_{set} は温度設定ゲイン、 K_r は内気温度ゲイン、 K_{am} は外気温度ゲイン、 C は補正定数である。

10

次にステップ S 1 2 0 では、ステップ S 1 1 0 で算出した目標吹出温度 T_{AO} と暖房用熱交換器 1 9 の吸込空気温度 T_{in} を基に、以下の数式 2 より目標吹出温度 T_{AO} が得るための飽和冷媒温度 T_c を算出する。

【 0 0 2 1 】

【数 2】

$$T_c = (T_{AO} - T_{in}) / (V) + T_{in}$$

なお、 (V) は送風機 3 による空調空気の風量 V とによって異なる温度効率で、この温度効率 (V) と風量 V との関係を示すデータ（図 4 参照）は、予め上記マイクロコンピュータに記憶されている。

20

【 0 0 2 2 】

次にステップ S 1 3 0 では、飽和冷媒温度 T_c と飽和圧力 P_c （暖房用熱交換器 1 9 の凝縮圧力）とは図 5 に示す相関関係があるため、この相関関係に基づいて、ステップ S 1 2 0 で求めた飽和冷媒温度 T_c に対応する飽和圧力 P_c （目標高圧圧力）を算出する。なお、図 5 に示すデータは、予めマイクロコンピュータに記憶されている。この飽和圧力 P_c は、冷媒圧縮機 1 4 から暖房用熱交換器 1 9 までの圧力損失が小さいことから、ほぼ冷媒圧縮機 1 4 の吐出圧力（冷媒圧力センサ 3 4 で検出する冷媒圧力 P_c ）と見なすことができる。

【 0 0 2 3 】

次にステップ S 1 4 0 では、上記飽和圧力 P_c が上限圧力（上限値） P_{cmax} より高いか否かを判定する。ここで、この上限圧力 P_{cmax} は、上記マイクロコンピュータ内に予め設定記憶されている。そして、図 6 に示すように上限圧力 P_{cmax} は、上記外気温 T_{am} が高くなるほど、低い値に設定されるようになっている。具体的には、本例では外気温が -5 以下のときには、上限圧力 P_{cmax} は $22 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ 一定で、外気温が -5 より高く 20 までは、外気温が高くなるほど、上限圧力 P_{cmax} は低い値に設定される。また、外気温が 20 より高い場合は、上限圧力 P_{cmax} は $17 \text{ kgf/cm}^2 \text{ G}$ 一定に設定される。

30

【 0 0 2 4 】

また、本例では、このような飽和圧力 P_c が所定限界圧力（所定圧力） P_L となると、冷凍サイクル 4 が破損する可能性があるため冷媒圧縮機 1 4 の作動を自動的に停止するようにしている。そして、図 6 には、上記所定限界圧力 P_L （圧縮機停止圧力）が乗せて示されており、この所定限界圧力 P_L は、この図から分かるように上記上限圧力 P_{cmax} より高い値に設定されている。

40

【 0 0 2 5 】

そして、ステップ S 1 4 0 での判定結果が YES、つまり飽和圧力 P_c が上限圧力 P_{cmax} 以上であるときはステップ S 1 5 0 に進んで、飽和圧力 P_c に上限圧力 P_{cmax} をセットし、ステップ S 1 6 0 に進む。一方、ステップ S 1 4 0 での判定結果が NO の場合は、飽和圧力 P_c をステップ S 1 2 0 で算出した値として、そのままステップ S 1 6 0 に進む。

【 0 0 2 6 】

50

ステップS160では、上記ステップS130もしくはステップS150で決定されら飽和圧力 P_c となるようにインバータ23を通じて電動モータ100の回転数を制御する。次に上記ステップS130～ステップS150の流れを具体的な作動にて説明する。

【0027】

外気温がそれほど低く無く、例えば外気温が15度であった場合、乗員によって空調装置（冷凍サイクル4）が起動されて、上記設定温度（ T_{set} ）が大きく設定（例えば最高温32度）されたとする。すると、この場合は、ステップSでは非常に大きな飽和圧力 P_c （例えば $25\text{ kgf/cm}^2\text{ G}$ ）が算出されたとする。一方、図6のマップから上限圧力 P_{cmax} が決定され、例えば $21\text{ kgf/cm}^2\text{ G}$ であったとする。

【0028】

そして、この場合、ステップS140ではYESと判定されて、ステップS150に進み、飽和圧力 P_c が、それ自身より低い値の上限圧力 P_{cmax} に設定しなおされる。そして、これに加え、この上限圧力 P_{cmax} は、図6に示すように上記所定限界圧力 P_L より低い値に設定されているため、オーバーシュートして実際の高圧圧力（センサ34の検出値）が飽和圧力 P_c より大きくなったとしても、この高圧圧力が上記所定限界圧力 P_L に到達しにくくなり、冷凍サイクル4の停止を未然に防止できる。

【0029】

そして、上述の圧力上昇速度は外気温が高くなるほど高くなり、実際の高圧圧力（センサ34の検出値）がオーバーシュートして上記所定限界圧力 P_L に近づきやすい。そこで、本例では、外気温が高くなる程、上限圧力 P_{cmax} を低い値に設定しているため、外気温に応じて冷凍サイクル4の停止を未然に防止できる。

【0030】

また、上記従来装置では、冷媒圧縮機14が上記所定限界圧力 P_L により停止するに至らない場合でも、暖房性能確保に必要な高圧圧力を越えた域での運転が続くため、必要以上に圧縮機回転数が高くなり、消費電力および騒音を増加させるという問題があった。これに対して、本例ではこのような場合において、飽和圧力 P_c が小さく設定しなおされるため、圧縮機回転数が必要以上に高くなり、消費電力および騒音を低減することができる。

【0031】

なお、本発明は、電気自動車用空調装置に限らず、走行用エンジンで圧縮機をする車両用空調装置にも適用できるし、家庭用、業務用の空調装置にも適用できることは勿論である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態における空調装置の全体構成図である。

【図2】上記実施形態における空調装置の制御系の構成図である。

【図3】上記実施形態における制御装置の制御内容を表すフローチャートである。

【図4】上記実施形態における風量と温度効率との関係を表す図である。

【図5】上記実施形態における飽和温度と目標圧力との関係を表す図である。

【図6】上記実施形態における外気温と上限圧力との関係を表す図である。

【符号の説明】

2 空調ダクト

4 冷凍サイクル

5 エアコン制御装置、

14 冷媒圧縮機

19 暖房用熱交換器。

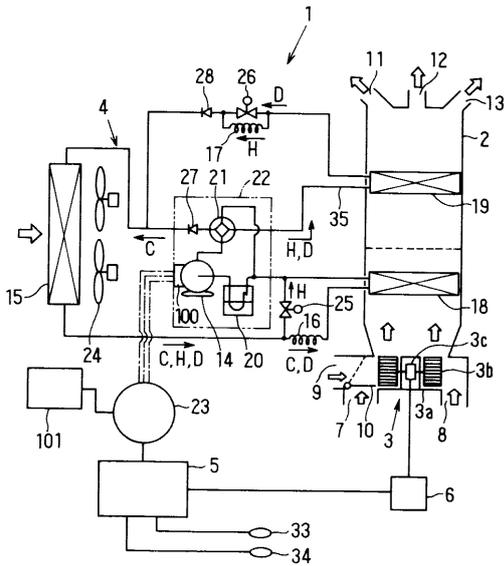
10

20

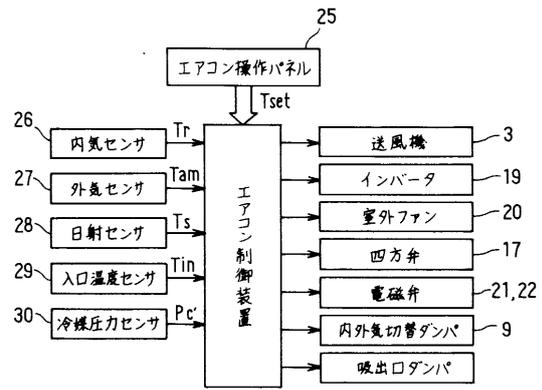
30

40

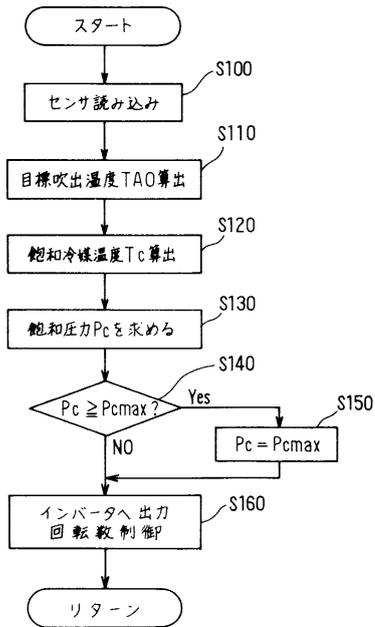
【図1】



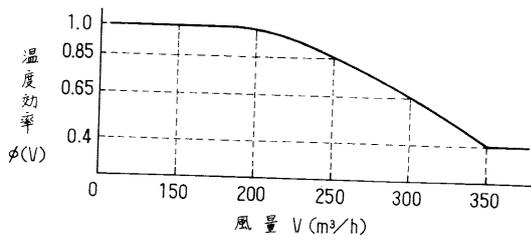
【図2】



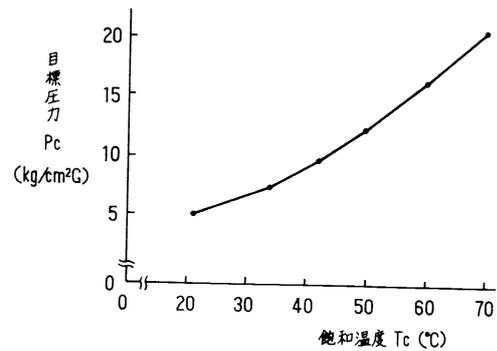
【図3】



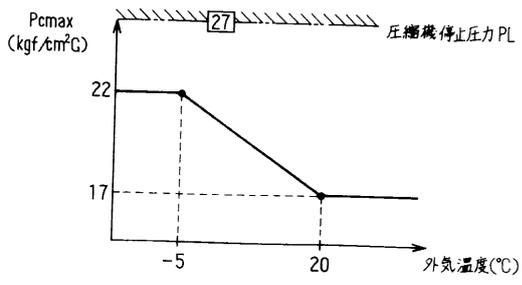
【図4】



【図5】



【 図 6 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平07 - 001954 (JP, A)
特開平07 - 139824 (JP, A)
特開平07 - 315041 (JP, A)
特開平09 - 145174 (JP, A)
特開平04 - 151318 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/22

B60H 1/32