

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4866568号
(P4866568)

(45) 発行日 平成24年2月1日(2012. 2. 1)

(24) 登録日 平成23年11月18日(2011. 11. 18)

(51) Int.Cl.

F I

FO4B 49/00 (2006.01)

FO4B 49/00 A

B60H 1/32 (2006.01)

B60H 1/32 624B

請求項の数 4 (全 22 頁)

(21) 出願番号	特願2005-153188 (P2005-153188)	(73) 特許権者	000004765
(22) 出願日	平成17年5月25日 (2005. 5. 25)		カルソニックカンセイ株式会社
(65) 公開番号	特開2006-329050 (P2006-329050A)		埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
(43) 公開日	平成18年12月7日 (2006. 12. 7)		7番地
審査請求日	平成20年5月19日 (2008. 5. 19)	(74) 代理人	100083806
			弁理士 三好 秀和
		(74) 代理人	100100712
			弁理士 岩▲崎▼ 幸邦
		(74) 代理人	100100929
			弁理士 川又 澄雄
		(74) 代理人	100095500
			弁理士 伊藤 正和
		(74) 代理人	100101247
			弁理士 高橋 俊一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変容量コンプレッサのトルク算出装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両用空調装置（6）の冷凍サイクル（7）に設けられ、エンジン（1）からの回転を連結・遮断するクラッチと、クランク室（30）の圧力を背圧として吸入室（50）から流入した冷媒を圧縮し、圧縮した冷媒を吐出室（29）に吐出する冷媒圧縮部材（27）と、吐出室（29）とクランク室（30）の間を連通する供給通路（54）と、クランク室（30）と吸入室（50）の間を連通する抽気通路と、供給通路（54）と抽気通路のいずれか一方の通路面積を可変でき、外部制御信号によって制御されるコントロールバルブ（13）とを備え、クランク室（30）の圧力を変化させることによって前記冷媒圧縮部材（27）が吐出する吐出容量が変更される可変容量コンプレッサ（8）のトルク算出装置であって、

外気温度が10℃以上であり、前記クラッチがオンからオフされると、次にオンされるまでのオフ時間をカウントし、このオフ時間が、可変容量コンプレッサ（8）内のクランク室（30）と吸入室（50）の圧力が均等になる初期状態における初期位置に前記冷媒圧縮部材（27）が戻るまでの所定時間未満であるか否かを判別し、

オフ時間が所定時間未満である場合には外気温度と冷凍サイクル（7）の高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを求め、前記起動トルクは前記冷媒圧縮部材（27）がフルストローク位置での起動トルクと中間ストローク位置での起動トルクの間の値であり、オフ時間が所定時間以上である場合には、前記冷媒圧縮部材（27）の前記初期位置での吐出容量と冷凍サイクル（7）の高圧側圧力の情報に加算トルクを加算して起動トルクを求め

たことを特徴とする可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置。

【請求項２】

車両用空調装置（６）の冷凍サイクル（７）に設けられ、エンジン（１）からの回転を連結・遮断するクラッチと、クランク室（３０）の圧力を背圧として吸入室（５０）から流入した冷媒を圧縮し、圧縮した冷媒を吐出室（２９）に吐出する冷媒圧縮部材（２７）と、吐出室（２９）とクランク室（３０）の間を連通する供給通路（５４）と、クランク室（３０）と吸入室（５０）の間を連通する抽気通路と、供給通路（５４）と抽気通路のいずれか一方の通路面積を可変でき、外部制御信号によって制御されるコントロールバルブ（１３）とを備え、クランク室（３０）の圧力を変化させることによって前記冷媒圧縮部材（２７）が吐出する吐出容量が変更される可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置であって、

10

前記クラッチがオンからオフされると、前記冷媒圧縮部材（２７）がフルストローク位置となるようにする外部制御信号によって、前記コントロールバルブ（１３）の位置を制御し、

外気温度が１０℃以上であり、前記クラッチが次にオンされるまでのオフ時間をカウントし、このオフ時間が、可変容量コンプレッサ（８）内のクランク室（３０）と吸入室（５０）の圧力が均等になる初期状態における初期位置に前記冷媒圧縮部材（２７）が戻るまでの所定時間未満であるか否かを判別し、

オフ時間が所定時間未満である場合には、外気温度と冷凍サイクル（７）の高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを求め、前記起動トルクは前記冷媒圧縮部材（２７）がフルストローク位置での起動トルクと中間ストローク位置での起動トルクの間の値であり、

20

オフ時間が所定時間以上である場合には、前記冷媒圧縮部材（２７）の前記初期位置での吐出容量と冷凍サイクル（７）の高圧側圧力の情報に加算トルクを加算して起動トルクを求めたことを特徴とする可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置。

【請求項３】

請求項１または請求項２に記載の可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置であって、

前記可変容量コンプレッサ（８）は、エバポレータ出口側温度が所定温度以下の時に、可変容量コンプレッサ（８）のクラッチをオフする制御を行うことを特徴とする可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置。

30

【請求項４】

請求項１～請求項３のいずれか一項に記載の可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置であって、

前記可変容量コンプレッサ（８）は、目標吹き出し温度に基づいてエバポレータ出口側温度目標を定め、この目標に応じて可変容量コンプレッサ（８）の容量をコントロールし、前記コンプレッサ容量制御部は、冷凍サイクル（７）の低圧側圧力を導入し低圧側圧力が低下すると開弁方向に移動し、低圧側圧力が上昇すると閉弁方向に移動するよう前記コントロールバルブ（１３）に外部制御信号を出力し、外部制御信号が一定値であっても低圧側圧力に応じて容量を制御することを特徴とする可変容量コンプレッサ（８）のトルク算出装置。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、車両用空調装置の冷凍サイクルに設けられる可変容量コンプレッサのトルク算出装置に関する。

【背景技術】

【０００２】

この種の可変容量コンプレッサは、省動力化を図るべく外部制御信号によって冷媒の吐出容量を可変する。冷媒の吐出容量が可変すると、エンジンに対する負荷が変動するため、エンジン制御側は例えばアイドリングモードでのエンスト、空吹き等を防止するため

50

に吸入空気量（燃料供給量）を制御する必要がある。エンジン制御側がこのような制御を行うため、可変容量コンプレッサのトルクを認識する必要があり、従来より種々のトルク算出装置が提案されている（特許文献１、特許文献２、特許文献３）。

【０００３】

特許文献１では、各種のセンサ情報、例えば冷凍サイクルの高圧圧力、凝縮器の冷媒温度、外気温度等から冷媒流量を算出し、算出した冷媒流量からトルクを推定している。この方法では可変容量コンプレッサの運転中のトルク、つまり、定常トルクを推定することは可能である。

【特許文献１】特開平５－９９１５６号公報

【特許文献２】特開２００４－２１１６６３号公報

10

【特許文献３】特開２００３－２７８６６０号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００４】

しかし、可変容量コンプレッサの運転当初は冷媒流れが安定していないため冷媒流量より起動トルク（起動直後の約４秒間のトルク）を推定することができない。例えば可変容量コンプレッサが斜板式のものにあつては、可変容量コンプレッサの運転をオフした直後は、斜板角度（ピストンストローク）がどのような状態であるか推定することは困難であり、運転オフ直後に運転が再開されると、可変容量コンプレッサの起動トルクを推定できなかった。そのため、従来では、可変容量コンプレッサの運転オフ直後の１０秒は運転を再起動できないようにしていた。しかし、可変容量コンプレッサの制御自由度の観点からは、可変容量コンプレッサを必要に応じてオン・オフできるようにすることが好ましい。

20

【０００５】

そこで、本発明は、運転オフ直後に再起動された場合においても起動トルクを推定できる可変容量コンプレッサのトルク算出装置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】

【０００６】

上記目的を達成する請求項１の発明は、車両用空調装置の冷凍サイクルに設けられ、エンジンからの回転を連結・遮断するクラッチと、クランク室の圧力を背圧として吸入室から流入した冷媒を圧縮し、圧縮した冷媒を吐出室に吐出する冷媒圧縮部材と、吐出室とクランク室の間を連通する供給通路と、クランク室と吸入室の間を連通する抽気通路と、供給通路と抽気通路のいずれか一方の通路面積を可変でき、外部制御信号によって制御されるコントロールバルブとを備え、クランク室の圧力を変化させることによって前記冷媒圧縮部材が吐出する吐出容量が変更される可変容量コンプレッサのトルク算出装置であつて、外気温度が１０℃以上であり、前記クラッチがオンからオフされると、次にオンされるまでのオフ時間をカウントし、このオフ時間が、可変容量コンプレッサ内のクランク室と吸入室の圧力が均等になる初期状態における初期位置に前記冷媒圧縮部材が戻るまでの所定時間未満であるか否かを判別し、オフ時間が所定時間未満である場合には外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを求め、前記起動トルクは前記冷媒圧縮部材がフルストローク位置での起動トルクと中間ストローク位置での起動トルクの間の値であり、オフ時間が所定時間以上である場合には、前記冷媒圧縮部材の前記初期位置での吐出容量と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に加算トルクを加算して起動トルクを求めたことを特徴とする。

30

40

【０００８】

請求項２の発明は、車両用空調装置の冷凍サイクルに設けられ、エンジンからの回転を連結・遮断するクラッチと、クランク室の圧力を背圧として吸入室から流入した冷媒を圧縮し、圧縮した冷媒を吐出室に吐出する冷媒圧縮部材と、吐出室とクランク室の間を連通する供給通路と、クランク室と吸入室の間を連通する抽気通路と、供給通路と抽気通路のいずれか一方の通路面積を可変でき、外部制御信号によって制御されるコントロールバルブとを備え、クランク室の圧力を変化させることによって前記冷媒圧縮部材が吐出する吐

50

出容量が変更される可変容量コンプレッサのトルク算出装置であって、前記クラッチがオンからオフされると、前記冷媒圧縮部材がフルストローク位置とするようする外部制御信号によって、前記コントロールバルブの位置を制御し、外気温度が10℃以上であり、前記クラッチが次にオンされるまでのオフ時間をカウントし、このオフ時間が、可変容量コンプレッサ内のクランク室と吸入室の圧力が均等になる初期状態における初期位置に前記冷媒圧縮部材が戻るまでの所定時間未満であるか否かを判別し、オフ時間が所定時間未満である場合には、外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを求め、前記起動トルクは前記冷媒圧縮部材がフルストローク位置での起動トルクと中間ストローク位置での起動トルクの間の値であり、オフ時間が所定時間以上である場合には、前記冷媒圧縮部材の前記初期位置での吐出容量と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に加算トルクを加算して起動トルクを求めたことを特徴とする。

10

【0009】

請求項3の発明は、請求項1または請求項2に記載の可変容量コンプレッサのトルク算出装置であって、前記可変容量コンプレッサは、エバポレータ出口側温度が所定温度以下の時に、可変容量コンプレッサのクラッチをオフする制御を行うことを特徴とする。

【0010】

請求項4の発明は、請求項1～請求項3のいずれか一項に記載の可変容量コンプレッサのトルク算出装置であって、前記可変容量コンプレッサは、目標吹き出し温度に基づいてエバポレータ出口側温度目標を定め、この目標に応じて可変容量コンプレッサの容量をコントロールし、前記コンプレッサ容量制御部は、冷凍サイクルの低圧側圧力を導入し低圧側圧力が低下すると開弁方向に移動し、低圧側圧力が上昇すると閉弁方向に移動するよう前記コントロールバルブに外部制御信号を出力し、外部制御信号が一定値でも低圧側圧力に応じて容量を制御することを特徴とする。

20

【発明の効果】

【0011】

請求項1の発明によれば、可変容量コンプレッサのクラッチがオンからオフにされると、所定条件の下では、冷媒圧縮部材が所定時間で所定の挙動によって初期位置に戻ることに着目し、再起動時に冷媒圧縮部材の位置が或る区間に特定できる場合には、外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報より大まかな起動トルクを推定できることが実験等より確かめられた。再起動時に冷媒圧縮部材が初期位置に位置する場合には、吐出容量と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報より起動トルクを推定できることが実験等より確かめられた。そして、オフ時間が所定時間未満のときには外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを求め、起動トルクは冷媒圧縮部材がフルストローク位置での起動トルクと中間ストローク位置での起動トルクの間の値であり、オフ時間が所定時間以上である場合には、冷媒圧縮部材の初期位置での吐出容量と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に加算トルクを加算して起動トルクを求める。以上より、運転停止直後に再起動された場合においても起動トルクを得ることができる。

30

【0014】

請求項2の発明によれば、可変容量コンプレッサのクラッチがオンからオフにされると冷媒圧縮部材が所定時間をかけて初期位置に戻ることに着目し、再起動時に冷媒圧縮部材が初期位置に向けて移動中の場合の起動トルクは、外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報より推定できることが実験等より確かめられた。再起動時に冷媒圧縮部材が初期位置に位置する場合の起動トルクは、吐出容量と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報より推定できることが実験等より確かめられた。そして、オフ時間が所定時間未満のときには外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを求め、前記起動トルクは前記冷媒圧縮部材がフルストローク位置での起動トルクと中間ストローク位置での起動トルクの間の値であり、オフ時間が所定時間以上である場合には、冷媒圧縮部材の初期位置での吐出容量と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に加算トルクを加算して起動トルクを求める。以上より、運転停止直後に再起動された場合においても信頼性の高い起動トルクを得ることができる。

40

50

【0015】

請求項3の発明によれば、エバポレータ出口側温度に応じてクラッチをオン・オフするような運転を行う場合にも起動トルクを推定できる。

【0016】

請求項4の発明によれば、外部制御信号の値を一定値とする指示があっても実測温度と目標吹き出し温度との間に差があると速やかに最大容量になるよう制御される場合でも起動トルクを推定することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

以下、本発明の一実施形態を図面に基づいて説明する。

10

【0018】

図1～図17は本発明の可変容量コンプレッサのトルク算出装置を適用した実施形態を示す。図1は車両用空調装置6のシステム図、図2は可変容量コンプレッサ8の断面図、図3は可変容量コンプレッサ8の容量可変制御を説明する図である。

【0019】

図1において、エンジン1は、燃料噴射のためのフューエルインジェクタ2を有する。フューエルインジェクタ2は、エンジンコントロールユニット3の制御信号により制御され、フューエルインジェクタ2の制御によりエンジン回転数が所定の回転数に可変される。ラジエータ4は、冷却水配管（特に、符号を付さず）を介してエンジン1に連結されている。

20

【0020】

車両用空調装置6の冷凍サイクル7は、可変容量コンプレッサ8とコンデンサ9とリキッドタンク10と温度式自動膨脹弁11とエバポレータ12とこれらを連結する冷媒配管（特に、符号を付さず）とから構成されている。

【0021】

可変容量コンプレッサ8は、エンジン1の回転側との連結をオン・オフできるA/Cクラッチ（図示せず）を有する。A/Cクラッチのオフ時には、エンジン1の回転側との連結が切断され、可変容量コンプレッサ8の駆動が停止される。A/Cクラッチのオン時には、エンジン1の回転により可変容量コンプレッサ8が駆動され、エバポレータ12から送られてくる低温低圧の気化冷媒を高温高圧の気化冷媒としてコンデンサ9に送る。又、可変容量コンプレッサ8は、コントロールバルブ13を有する。コントロールバルブ13は、空調コントロールユニット14からの外部制御信号である制御パルス信号のデューティ比によって冷媒の吐出容量を可変する。可変容量コンプレッサ8の構成及び可変容量制御の詳しい内容は、下記する。

30

【0022】

コンデンサ9は、ラジエータ4の前面に配置されている。コンデンサ9は、走行風や冷却電動ファン15の風によって高温高圧の気化冷媒を凝縮点まで冷却して高圧中温の液化冷媒とする。そして、高圧中温の液化冷媒をリキッドタンク10に送る。

【0023】

リキッドタンク10は、高圧中温の液化冷媒に含まれる水分やゴミを取り除き、冷媒が円滑に供給できるように溜める。そして、このように溜められた液化冷媒を温度式自動膨脹弁11に送る。

40

【0024】

温度式自動膨脹弁11は、高圧中温の液化冷媒を急激に膨脹させ、低圧低温の霧状の液化冷媒としてエバポレータ12に送る。

【0025】

エバポレータ12は、霧状の液化冷媒を、ブロワファン16により車室内へと送られる送風の熱を奪うことによって蒸発させ、低圧低温の気化冷媒とする。そして、低圧低温の気化冷媒を可変容量コンプレッサ8に送る。

【0026】

50

冷却電動ファン１５は、ファンモータ１７の駆動力によって回転される。ファンモータ１７は、空調コントロールユニット１４からのモータ駆動電圧をPWMモジュール１８でPWM（パルス幅変調）された信号によって駆動される。

【００２７】

ブロワファン１６の吸い込み側には内外気切り替え箱３９が設けられ、この内外気切り替え箱３９には、車室内の空気である内気を吸い込む内気吸い込み口と、車室外の空気である外気を吸い込み外気吸い込み口が設けられている。内気と外気の吸い込みは、インテークドア４１によって切り替え可能になっている。ブロワファン１６は、ブロワファンモータ１９の駆動力によって回転される。ブロワファン１６が回転すると、内気及び／又は外気を吸い込み、この吸い込んだ送風をエバポレータ１２に圧送し、冷たくなった空気を車室内に送風する。ブロワファンモータ１９は、空調コントロールユニット１４もしくはエンジンコントロールユニット３からの駆動制御信号によって駆動される。またはブロワファンモータ１９は、エンジンコントロールユニット３からリレー等を介して直接駆動される。

【００２８】

エンジンコントロールユニット３は、双方向通信線を介して空調コントロールユニット１４に接続されている。エンジンコントロールユニット３にはエンジン制御センサ群２０のセンサ検出データが入力され、エンジンコントロールユニット３はこれらセンサ検出データやエンジン制御指令に基づいてエンジン１を制御すると共に、可変容量コンプレッサ８のＡ／Ｃクラッチ（図示せず）のオン・オフを制御する。エンジン制御センサ群２０は、車速センサ２０ａ、エンジン回転センサ２０ｂ、アクセル開度センサ２０ｃ、アイドルスイッチ２０ｄなどである。

【００２９】

空調コントロールユニット１４は、ファンモータ制御部１４ａとコンプレッサ容量制御部１４ｂとトルク算出装置であるコンプレッサトルク算出部１４ｃ等を内蔵する。ファンモータ制御部１４ａは、上述したようにファンモータ１７の駆動を制御する。コンプレッサ容量制御部１４ｂは、上述したようにコントロールバルブ１３を制御する。コンプレッサトルク算出部１４ｃは、可変容量コンプレッサ８の起動時には起動トルクを算出し、起動より所定時間経過後には定常トルクを算出する。定常トルク及び起動トルクの各トルク算出処理については、下記に詳述する。

【００３０】

又、空調コントロールユニット１４には空調制御センサ群２１のセンサ検出データが入力され、空調コントロールユニット１４はこれらセンサ検出データや空調制御指令に基づいて可変容量コンプレッサ８やブロワファンモータ１９等を制御する。空調制御センサ群２１は、車両用空調装置６に通常設置される既設のセンサであり、エアコンスイッチ２１ａ、モードスイッチ２１ｂ、デフスイッチ２１ｃ、オートスイッチ２１ｄ、FREスイッチ２１ｅ、RECスイッチ２１ｆ、温度調整スイッチ２１ｇ、オフスイッチ２１ｈ、車室内の温度を検出する内気温度検出手段である内気温度センサ２１ｉ、外気の温度を検出する外気温度検出手段である外気温度センサ２１ｊ、日射センサ２１ｋ、エバポレータ１２の出口側空気温度検出手段である吸込温度センサ２１ｌ、水温センサ２１ｍ、可変容量コンプレッサ８のコンプレッサ吐出側圧力を検出する冷媒圧力センサ２１ｎ等である。

【００３１】

インテークドア４０は、FREスイッチ若しくはRECスイッチによる外気吸い込み（FRE）と内気吸い込み（REC）の選択に基づき、又は、空調制御指令に基づきドア切替駆動部４１が駆動されることによって切り替えられる。

【００３２】

図２において、可変容量コンプレッサ８は、周方向に複数のハウジングボア２２ａが形成されたハウジング２２と、このハウジング２２の中心位置に配置され、プーリ２３の回転によって回転される回転軸２４と、この回転軸２４に斜板駆動体２５を介して連結された斜板２６と、この斜板２６の回転に応じて各ハウジングボア２２ａ内を往復移動し、こ

10

20

30

40

50

の往復ストロークを斜板 26 の傾斜角によって可変する複数の冷媒圧縮部材であるピストン 27 と、ピストン背圧に作用するクランク室圧 P_c を変化させ、これで斜板 26 の傾斜角が可変することによって冷媒の吐出容量を制御するコントロールバルブ 13 とを備えている。

【0033】

ピストン 27 は、往復運動によって吸入室 50 の冷媒をシリンダ室 51 に吸引し、シリンダ室 51 で吸引した冷媒を圧縮し、この圧縮した冷媒を吐出室 29 に吐出する。斜板 26 及びピストン 27 は、可変容量コンプレッサ 8 の運転停止時において、吐出室 29 の高圧側圧力と吸入室 50 の低圧側圧力が均等になると第 1 バネ 52 と第 2 バネ 53 のスプリング力によって初期位置である中間位置（ピストン 27 のフルストローク位置とディストローク位置の中間）に位置するようになっている。

10

【0034】

吐出室 29 とクランク室 30 の間は供給通路 54 によって、クランク室 30 と吸入室 50 の間は抽気通路（図示せず）によってそれぞれ連通されている。供給通路 55 の途中には、その通路面積を可変できるコントロールバルブ 13 が配置されている。

【0035】

空調コントロールユニット 14 は、各種センサの検出値と温度調整スイッチにより乗員が設定した目標室内温度から、車両用空調装置 6 からの目標吹き出し温度、目標吹き出し風量などを演算する。この時、目標エバポレータ出口側空気温度を求め、更に、可変容量コンプレッサ 8 のデューティ比を算出する。コントロールバルブ 13 は、この算出されたデューティ比により可変容量コンプレッサ 8 の容量を制御する。

20

【0036】

コントロールバルブ 13 は、図 3 に示すように、ハウジング 22 に対して往復移動自在に配置された制御体 28 を有する。この制御体 28 は、吐出室 29 からクランク室 30 への冷媒流量をリフト量によって制御する高圧ボール 31 と、吸入室 50 のコンプレッサ吸入側圧力 P_s が作用されたダイアフラム 32 と、セットバネ 33 のバネ力が作用されたバネ受け部 34 とを一体に有し、電磁コイル 35 の通電によって発生する電磁力を移動方向に受けるように形成されている。電磁コイル 35 には、空調コントロールユニット 14 からの制御パルス信号のデューティ比による通電が行われ、デューティ比に比例する電磁力が制御体 28 に作用する。これにより、高圧ボール 31 のリフト量が可変され、高圧ボール 31 のリフト量によって斜板 26 の傾斜角が可変される。

30

【0037】

以上より、空調コントロールユニット 14 がコントロールバルブ 13 に送る制御パルス信号のデューティ比によって可変容量コンプレッサ 8 の冷媒の吐出容量が制御される。具体的には、最大容量運転信号とすると、つまりこの例ではデューティ比：MAX 状態（100%）とすると、コントロールバルブ 13 が閉位置に位置してクランク室 30 の圧力が低下し、斜板 26 が最大傾斜角で、ピストン 27 がフルストローク位置側に位置する。最小容量運転信号とすると、つまりこの例ではデューティ比：MIN 状態（0%）とすると、コントロールバルブ 13 が開位置に位置してクランク室 30 の圧力が上昇し、斜板 26 が最小傾斜角で、ピストン 27 がディストローク位置側に位置することになる。このように可変容量コンプレッサ 8 は、吐出室 29 からクランク室 30 への冷媒流量を調整することで冷媒の吐出容量を制御できるため、デューティ比とコンプレッサ吐出側圧力からコンプレッサ吸入側圧力をほぼ特定できる。

40

【0038】

又、これを利用してデューティ比モードによる制御を行う。つまり、デューティ比 MAX モードでは、デューティ比を最大デューティ比（100%）で固定する。デューティ比 NORMAL モードでは、デューティ比を目標エバポレータ後温度と実エバポレータ後温度とにより算出した値とする。デューティ比 MIN モードでは、デューティ比を最低デューティ比（0%）で固定する。

【0039】

50

本実施形態の可変容量コンプレッサ 8 では、電磁コイル 35 に非通電状態（つまり、デューティ比＝0 %）では、図 5 の $duty = 0\%$ 線図（一点鎖線）の吐出側圧力（高圧側圧力） P_d 、吸入側圧力（低圧側圧力） P_s の関係になるようにコントロールバルブ 13 のダイヤフラム 32、セットスプリング 33 が設定されている。吸入側圧力（低圧側圧力） P_s が非常に高い状態（例えば $5\text{ Kg/cm}^2\text{ G}$ ）では、ダイヤフラム 32 に $5\text{ Kg/cm}^2\text{ G}$ の圧力が作用し、制御体 28、高圧ボール 31 が押し下げられて全閉位置となる。全閉位置では、クランク室 30 が吸入室 50 にのみ連通する状態となり、吸入側圧力（低圧側圧力）と同等となり、ピストンストロークが最大（最大容量）となる。すると、吸入側圧力（低圧側圧力）は徐々に低下する。 $duty = 0\%$ 線図に近くなると、ダイヤフラム 32 に作用する吸入側圧力（低圧側圧力）も低下し制御体 28、高圧ボール 31 の押し下げ量が低下する。すると、クランク室 30 への冷媒流量も低下し、ピストン背面に作用する圧力上昇により徐々にピストンストロークも低下し容量制御状態となり圧力が $duty = 0\%$ 線図上で安定する。

【0040】

例えば、空調コントロールユニット 14 からデューティ比 60 % とするようにコントロールバルブ 13 に制御パルス信号が出力されると、可変容量コンプレッサ 8 は $duty = 60\%$ 線図（短点線）の吐出側圧力（高圧側圧力） P_d 、吸入側圧力（低圧側圧力） P_s の関係になるように制御する。電磁コイル 35 に通電されているが、吸入側圧力（低圧側圧力）が非常に高い状態（例えば $5\text{ Kg/cm}^2\text{ G}$ ）では、ダイヤフラム 32 に $5\text{ Kg/cm}^2\text{ G}$ の圧力が作用し、制御体 28、高圧ボール 31 が押し下げられる。これにより、クランク室 30 は吸入室 50 の吸入側圧力と同等となり、ピストンストロークが最大（最大容量）となる。すると、吸入側圧力（低圧側圧力）は徐々に低下する。 $duty = 60\%$ 線図に近くなると、ダイヤフラム 32 に作用する吸入側圧力（低圧側圧力）も低下し制御体 28、高圧ボール 31 の押し下げ量が低下する。すると、クランク室 30 への冷媒流量も低下し、ピストン背面に作用する圧力上昇により徐々にピストンストロークも低下し容量制御状態となり圧力が $duty = 60\%$ 線図上で安定する。

【0041】

次に、可変容量コンプレッサ 8 の定常トルクと起動トルクの算出について説明する。先ず、定常トルクの算出を説明する。定常トルクは、エバポレータ 12 の入口側空気温度とエバポレータ 12 の出口側空気温度との温度差であるエバ前後温度差データと、コンプレッサ吐出側圧力データと、コントロールバルブ 13 を制御する外部制御信号であるデューティ比データとコンプレッサ回転数データとから算出する。以下、図 4～図 10 を用いて説明する。

【0042】

図 4 はモリエル線とこれに対応するよう記載された冷凍サイクル 7 とを示す図、図 5 はデューティ比をパラメータとするコンプレッサ吸入側圧力とコンプレッサ吐出側圧力の特性線図、図 6 は冷凍サイクル負荷（エバポレータ負荷）を一定とした場合にあって、デューティ比をパラメータとするコンプレッサ吐出側圧力とトルクの特性線図、図 7 はコンプレッサデューティ比を一定（60 %）とした場合にあって、冷凍サイクル負荷（エバポレータ吸気の空気温度（℃）、湿度（%）、送風機電圧（V））を変動させた場合のコンプレッサ吐出側圧力とトルクの特性線図、図 8 はコンプレッサデューティ比を一定（60 %）とした場合にあって、冷凍サイクル負荷（エバポレータ吸気の空気温度（℃）、湿度（%）、送風機電圧（V））を変動させた場合のトルクとエバ前後温度差とコンプレッサ吐出側圧力の比の特性線図、図 9 は定常トルク算出処理のフローチャート、図 10 は本実施形態によって算出した推定トルクと実際に測定した実トルクとの特性線図である。

【0043】

可変容量コンプレッサ 8 のトルク T_c を求める理論式の一つとして下記の式（1）がある。

【0044】

$$T_c = (i_1 - i_2) \times G_r \times \eta_m / N_c \cdots (1)$$

10

20

30

40

50

但し、 i_1 はコンプレッサ吐出冷媒エンタルピ、 i_2 はコンプレッサ吸入冷媒エンタルピ、 G_r は冷媒流量、 η_m はコンプレッサ機械効率、 N_c はコンプレッサ回転数である。

【0045】

図4に示すように、コンプレッサ吐出冷媒エンタルピ i_1 とコンプレッサ吸入冷媒エンタルピ i_2 は、それぞれ $i_1 = f(P_d)$ 、 $i_2 = f(P_s)$ の関数で表すことができるため、上記(1)式は、下記の式(2)で表すことができる。

【0046】

$$T_c = \{f(P_d) - f(P_s)\} \times G_r \times \eta_m / N_c \cdots (2)$$

(2)式において、 η_m はコンプレッサ圧縮比 (P_d / P_s) 及び冷媒流量 G_r にて変化し、コンプレッサ機種固有の値である。又、 N_c は既知の値であるため、コンプレッサ吐出側圧力 P_d 、コンプレッサ吸入側圧力 P_s 及び冷媒流量 G_r が読み取りできればトルク推定ができることになる。

【0047】

コンプレッサ吐出側圧力 P_d は、冷媒圧力センサ 21n のセンサ検出値より読み取り可能である。コンプレッサ吸入側圧力 P_s は、本可変容量コンプレッサ 8 ではコントロールバルブ 13 への制御パルス信号のデューティ比によってコンプレッサ吸入側圧力 P_s を制御するため、コンプレッサ吐出側圧力 P_d とデューティ比から読み取ることができる。つまり、図5に示すように、コンプレッサ吸入側圧力 P_s とコンプレッサ吐出側圧力 P_d がデューティ比によって所定の特性線を示すことになるため、外部制御信号であるデューティ比とコンプレッサ吐出側圧力 P_d によりコンプレッサ吸入側圧力 P_s をほぼ特定できる。

【0048】

従って、上記式(2)は、下記の式(3)で表すことができる。

【0049】

$$T_c = \{f(P_d) - f(P_d, \text{デューティ比})\} \times G_r \times \eta_m / N_c \cdots (3)$$

式(3)を更にまとめると、下記の式(4)で表すことができる。

【0050】

$$T_c = F_1(P_d, \text{デューティ比}) \times G_r \times \eta_m / N_c \cdots (4)$$

次に、式(4)の変数の絞り込みを行う。冷凍サイクル負荷(エバポレータ吸気負荷)を一定(25℃、湿度50%、送風量(ブロワ電圧5V))とした時のデューティ比をパラメータとした際のコンプレッサ吐出側圧力 P_d とトルク T_c の相関関係は、図6に示すものとなる。図6からデューティ比ベースでコンプレッサ吐出側圧力 P_d とデューティ比からトルク T_c を十分に推定可能と考えることができる。

【0051】

従って、冷凍サイクル負荷(エバポレータ吸気負荷)が一定であれば、 G_r は $f_1(P_d, P_s)$ 、 η_m は $f_2(P_d, P_d)$ の関数で表される。従って、式(4)は下記の式(5)で表現できる。

【0052】

$$T_c = F(P_d, \text{デューティ比}) / N_c \cdots (5)$$

次に、冷凍サイクル負荷(エバポレータ吸気負荷)が変化した場合にどのようなトルク変動が起こるか検証する。エバポレータ 12 の吸気温度を一定の25℃とし、湿度及び送風量(ブロワファンモータ 19 への電圧)を変化させると、図7に示すように、コンプレッサ吐出側圧力 P_d とトルク T_c の相関関係が認められる。つまり、可変領域のトルクが違い、冷凍サイクル負荷(エバポレータ吸気負荷)が変化した場合に冷媒流量 G_r が変化する。従って、冷媒流量 G_r を推定する要素が必要であり、この要素をエバポレータ負荷による冷房性能の下記式より検討する。

【0053】

エバポレータ冷媒吸熱量を Q_{evap} 、エバポレータ入口側冷媒エンタルピを i_3 、エバポレータ出口側エンタルピを i_2 (コンプレッサ吸入側エンタルピと同値のため、同じ記号を使用) とすると、

$$Q_{evap} = (i_3 - i_2) \times G_r \cdots (6)$$

$$\text{従って、} G_r = Q_{evap} / (i_3 - i_2) \cdots (7)$$

ここで、エバポレータ空気吸熱量 Q_{evap} (空気) は、下記の式で表せる。 Q_{evap} (空気) = { (エバ前空気吸熱量) - (エバ後空気吸熱量) } × (エバ風量) / (空気比容積)

エバポレータ冷媒吸熱量 Q_{evap} はエバポレータ空気側吸熱量 Q_{evap} (空気) と同値であり、エバポレータ入口側空気温度と出口側空気温度との温度差に比例するため、エバポレータ冷媒吸熱量 Q_{evap} はエバ前後温度差 (Δt) より読み取ることで推定できる。従って、 $Q_{evap} = f(\Delta t)$ の関数で表すことができる。

【0054】

10

又、図4に示すように、エバポレータ入口側エンタルピ i_3 とエバポレータ出口側エンタルピ i_2 は、それぞれ $i_3 = f(P_d)$ 、 $i_2 = f(P_s)$ の関数で表すことができるため、上記(7)式は、下記の式(8)で表すことができる。

【0055】

$$G_r = f_3(\Delta t) / f_4(P_d, \text{デューティ比}) \cdots (8)$$

上記式(8)は、分母が P_d 、デューティ比の関数であるため、これをまとめると下記の式(9)で表せる。

【0056】

$$G_r = f_3(\Delta t) / F_2(P_d, \text{デューティ比}) \cdots (9)$$

この式(9)と上記した式(4)より、トルク T_c は下記の式(10)で表せる。

20

【0057】

$$T_c = F_1(P_d, \text{デューティ比}) \times \{ f_3(\Delta t) / F_2(P_d, \text{デューティ比}) \} / N_c \cdots (10)$$

上記式(10)を更にまとめると、下記式(11)になる。

【0058】

$$T_c = f(\Delta t) / f(P_d, \text{デューティ比}) / N_c \cdots (11)$$

上記のトルク演算式(11)より、 $\Delta t / P_d$ とトルク T_c の関係をグラフに表すと、図8に示すものとなる。図8よりエバポレータ負荷(吸気湿度、送風量)の差を吸収できる結果となった。以上より、可変容量コンプレッサ8のトルク T_c を、エバポレータ12の入口側空気温度とエバポレータの出口側空気温度との温度差であるエバ前後温度差 Δt と、コンプレッサ吐出側圧力 P_d と、コントロールバルブ13を制御する制御パルス信号のデューティ比とコンプレッサ回転数 N_c より算出できる。

30

【0059】

本実施形態では、アイドリング時や減速時フューエルカット時等における可変容量コンプレッサ8のトルク T_c を簡単に算出するために、上記式(11)において、コンプレッサ回転数 N_c として一定値(アイドリング時や減速時フューエルカット時の通常回転数値)を使用すると共に、エバ前後温度差 Δt 、コンプレッサ吐出側圧力 P_d を変数項とし、デューティ比及びエバ前後温度差 Δt に応じて、実車での計測値に基づいて決定されるデータ値を定数項 A 、 B とする下記のトルク演算式(12)を用いる。

【0060】

40

$$T_c = A \times L N(P_d / \Delta t) + B \cdots (12)$$

コンプレッサトルク算出部14cは、上記トルク演算式(12)と各種条件毎の測定により得られる定数項 A 、 B のデータ値とを外付け又は内蔵のメモリ(図示せず)に記憶し、トルク演算式(12)の変数項及び定数項に該当する各データを入力して計算を実行することによりトルクを算出する。

【0061】

また、容量制御状態での定常トルクは、上記トルク演算式(12)のように、コンプレッサ吐出側圧力 P_d とエバ前後温度差 Δt の関係となるが、フルストローク状態でのトルク(定常フルストローク推定トルク) T_F は、固定コンプレッサと同様に、コンプレッサ吐出側圧力 P_d のみの関数(13)によってトルク推定できる。

50

【0062】

$T_F = f_F (P_d) \cdots (13)$ 図6参照

次に、上述の式(12)(13)を用いた定常トルク(アイドリング時や減速時フューエルカット時等を含む)のトルク演算処理を図9のフローに基づいて説明する。図9に示すように、まず、定常時になると、コントロールバルブ13へのデューティ比をNORMALモードとする(ステップS1)。そして、デューティ比に目標エバポレータ後温度と実エバポレータ後温度とにより算出した値を採用する(ステップS2)。次に、FREスイッチ21eとRECスイッチ21fからの出力情報によりインテークドア40が外気導入位置であるか内気循環位置であるかを判別する(ステップS3)。外気導入位置であれば、エバポレータ入口側空気温度として外気温度センサ21jの検出温度を取り込み、この検出データを遅延補正した外気温度センサ認識値をコンプレッサトルク算出部14cに入力する(ステップS4)。内気循環位置であれば、エバポレータ入口側空気温度として内気温度センサ21iの検出温度を取り込み、この検出データを遅延補正した内気温度センサ認識値をコンプレッサトルク算出部14cに入力する(ステップS5)。

10

【0063】

次に、エバポレータ出口側空気温度である吸込温度センサ21lの検出温度を取り込み、この検出データを遅延補正した吸込温度センサ認識値をコンプレッサトルク算出部14cに入力する(ステップS6)。

【0064】

次に、上記データよりエバ前後温度差データ Δt を算出する(ステップS7)。つまり、外気導入であれば、外気温度センサ認識値から吸込温度センサ認識値を減算し、内気循環であれば、内気温度センサ認識値から吸込温度センサ認識値を減算してエバ前後温度差データ Δt を算出する。

20

【0065】

次に、冷媒圧力センサ21nの検出圧力を取り込み、この検出データを遅延補正したコンプレッサ吐出側圧力認識値をコンプレッサトルク算出部14cに入力する(ステップS8)。

【0066】

次に、コンプレッサ容量制御部14bがコントロールバルブ13に送る制御パルス信号のデューティ比をコンプレッサトルク算出部14cに入力する(ステップS9)。

30

【0067】

次に、コンプレッサトルク算出部14cは、入力デューティ比が90%以上であれば、フルストローク推定算出式(図6参照)に基づき定常トルクを算出する(ステップS11)。入力デューティ比が90%未満であれば、入手した上記各データをトルク演算式(12)に入力して計算を実行することによりトルクを算出する(ステップS12)。そして、算出したトルクをエンジンコントロールユニット3に送信する(ステップS13)。以上の処理を繰り返すことによってリアルタイムに可変容量コンプレッサ8のトルクを算出する。エンジンコントロールユニット3は送信されて来るトルクを元に、例えばアイドリングモードでのエンスト、空吹き等を防止すべく吸気空気量(燃料供給量)を制御する。

40

【0068】

次に、上記定常トルクの算出手段の変形例を説明する。コンプレッサトルク算出部14cは、エバ前後温度差データ Δt 、コンプレッサ吐出側圧力データ P_d 及びデューティ比データ、コンプレッサ回転数データ N_c を変数とするトルク演算式(11)を外付け又は内蔵のメモリ(図示せず)に記憶し、トルク演算式(11)に入手した上記各データを入力して計算を実行することによりトルクを算出する。トルク演算処理過程では、上記実施形態で入力した各種データに加えてコンプレッサ回転数データ N_c を入力する。このように構成すれば、メモリに記憶するデータ量が少なく済む。又、アイドリング時や減速時フューエルカット時等に拘わらず、車両用空調装置6の全作動中におけるトルクも算出できる。

50

【0069】

尚、トルク演算式(11)内のコンプレッサ回転数 N_c を一定値(アイドリング時や減速時フューエルカット時の通常回転数値)としたトルク演算式を記憶するようにしても良い。このようにすれば、アイドリング時や減速時フューエルカット時のようにコンプレッサ回転数 N_c が所定の回転数でほぼ一定である場合にあって、取得するデータを削減できると共にトルク演算式の計算が容易になる。

【0070】

次に、起動トルクの算出方法を図11～図17に基づいて説明する。図11は可変容量コンプレッサ8の運転停止時の動作フローチャート、図12は可変容量コンプレッサ8の再起動時の動作フローチャート、図13は起動トルク算出のフローチャート、図14は可変容量コンプレッサ8の運転停止時のA/Cクラッチと出力デューティ比のタイミングチャート、図15は可変容量コンプレッサ8の再起動時のA/Cクラッチ、出力デューティ比、トルク算出パターンのタイミングチャート、図16は実験等より得た起動トルクの算出特性線図、図17は外気温度による加算トルクの特

10

【0071】

まず、可変容量コンプレッサ8の運転停止時の動作を説明する。図11に示すように、エアコンスイッチ(図示せず)がオンからオフに切り替えられると(ステップS20)、エンジンコントロールユニット3が空調停止条件のチェック後に、A/Cクラッチ(図示せず)をオンからオフとする(ステップS21)。空調コントロールユニット14はデューティ比モードをMAXを選択し、図14に明示するように、コンプレッサ容量制御部14bがコントロールバルブ13にデューティ比=100%の制御パルス信号を出力する(ステップ23, S24)。又、空調コントロールユニット14は、A/Cクラッチがオフされた時点からのオフ時間をカウントアップする(ステップS25)。そして、オフ時間が10秒を経過するまでは、空調コントロールユニット14は現在のトルクとして、現在の入力値(高圧圧力 P_d 、温度差 ΔT)から定常トルク算出式(演算式(12))に基づいた定常トルクを算出し、エンジンコントロールユニット3に出力し続ける(ステップS26, S27, S28)。

20

【0072】

可変容量コンプレッサ8の運転が停止されてから10秒経過すると、空調コントロールユニット14はデューティ比モード:MINを選択し、コンプレッサ容量制御部14bがコントロールバルブ13にデューティ比=0%の制御パルス信号を出力する(ステップ29, S30)。そして、空調コントロールユニット14は現在のトルクとして $T_c=0$ を採用し、 $T_c=0$ をエンジンコントロールユニット3に出力する(ステップS26, S27, S28)。

30

【0073】

上記動作過程において、可変容量コンプレッサ8の運転停止時に、A/Cクラッチがオフされるとその後10秒間だけコントロールバルブ13への出力デューティ比=100%とすることで(図14参照)、コントロールバルブ13が全閉位置に位置させている。これはクランク室内の圧力を急変させずに保持させるためである。コントロールバルブ13が全閉位置とされると、吐出室29とクランク室30の冷媒流通が遮断される。すると、吐出室29の高圧冷媒がクランク室30に流入しない。クランク室30は吸入室50と抽気通路を通じて常時連通しているためクランク室30の冷媒が吸入室50に流入し、クランク室30の圧力が吸入室50の低圧側圧力に安定する。その結果、クランク室30及び吸入室50の各圧力は運転オフ時から所定時間(約6秒)をかけて徐々に均等な圧力に戻る。この圧力変動によって、斜板26及びピストン27が運転停止時から所定時間(約6秒)をかけて中間位置に徐々に戻ることになる。このことから、運転停止時における斜板26及びピストン27のある程度正確な位置推定が可能になる。以上より、起動トルク値の精度が向上する。

40

【0074】

又、吐出室29の高圧冷媒がクランク室30に流入しないことによってクランク室30

50

の圧力変化が極力抑えられるため、斜板 2 6、ピストン 2 7 は、安定した所定の挙動を示すことになり、起動トルク値の精度向上に寄与する。

【0075】

次に、可変容量コンプレッサ 8 の再起動時の動作を説明する。図 1 2 に示すように、エアコンスイッチ（図示せず）がオフからオンに切り替えられると（ステップ S 4 0）、エンジンコントロールユニット 3 が空調駆動条件のチェック後、A/C クラッチ（図示せず）をオフからオンとする（ステップ S 4 1）。すると、まず、空調コントロールユニット 1 4 は、A/C クラッチがオンされた時点からの時間をカウントアップする（ステップ S 4 2）。そして、空調コントロールユニット 1 4 はデューティ比モード：MAX を選択し、図 1 5 に明示するように、コンプレッサ容量制御部 1 4 b がコントロールバルブ 1 3 にデューティ比 = 100% の制御パルス信号を出力する（ステップ 4 3, S 4 4）。デューティ比 = 100% の制御パルス信号は 10 秒間出し続ける。デューティ比 = 100% の制御パルス信号を出力すると、コントロールバルブ 1 3 が全閉位置となり、吸入室 5 0 の低圧側圧力が安定化し、起動トルクの推定精度が向上する。又、デューティ比 = 100% の制御パルス信号の出力時間を 10 秒間とするのは、吸入室 5 0 の吸入側圧力が安定するまでの時間は外気温度によって異なり、その影響を受けないようにするためである。

10

【0076】

次に、空調コントロールユニット 1 4 は、起動トルク T_K を算定する（ステップ S 4 5）。起動トルク T_K の算出動作は、下記に詳述する。空調コントロールユニット 1 4 は、算出した起動トルク T_K をエンジンコントロールユニット 3 に出力する。このような起動トルク T_K の算出は、再起動から 4 秒間続ける（ステップ S 4 7）。

20

【0077】

再起動から 4 秒経過すると（ステップ S 4 7）、起動トルク T_K の算出を止め、フルストロークでのトルクを算出する（ステップ S 4 8）。再起動から 4 秒経過すれば、フルストローク推定トルク T_F が最大となるはずであるから、フルストローク推定トルク T_F を算出し、このトルクをエンジンコントロールユニット 3 に出力する（ステップ S 4 9）。そして、再起動から 10 秒経過すると（ステップ S 5 0）、上記した定常トルク算出フローに移行し、定常トルクを算出することになる。

【0078】

次に、起動トルクの算出処理を説明する。図 1 3 に示すように、空調コントロールユニット 1 4 は、外気温度センサ 2 1 j の T_a 認識値を入力し、冷媒圧力センサ 2 1 n の P_d 認識値を入力する（ステップ S 6 0, S 6 1）。

30

【0079】

次に、外気温度 T_a が 10℃未満であれば（ステップ S 6 2）、起動トルクとして低外気起動トルクを採用する。低外気起動トルクは吐出側圧力 P_d の大きなことによって場合分けするため、吐出側圧力 P_d が $P_d > P_1 \cdot \underline{MPa}$ であるか否かを判別する（ステップ S 6 3）。そして、吐出側圧力 P_d が $P_1 \cdot \underline{MPa}$ 未満であれば、 $T_c = a_2 \cdot P_d$ より起動トルクを算出する（ステップ S 6 4）。 $T_c = a_2 \cdot P_d$ は、図 1 6 の短点線の特性線で示す。吐出側圧力 P_d が $P_1 \cdot \underline{MPa}$ 未満であれば、 $T_c = T_{min} = f(P_d)$ より起動トルクを算出する（ステップ S 6 5）。 T_{min} は、図 1 6 の短点線の特性線で示す。駆動トルクが吐出側トルクの大きさで異なる特性を示すことは実験等によって確かめられた。そして、図 1 6 の各低外気起動トルク線は、当該可変容量コンプレッサ 8 を用いた再起動時の起動トルクの実験データ等に基づいて作成したものである。

40

【0080】

外気温度が 10℃以上であれば、A/C クラッチのオフ時間が所定時間の 6 秒未満であるか、6 秒以上であるかを否かをチェックする（ステップ S 6 6）。つまり、上述したように、可変容量コンプレッサ 8 がオンからオフされると斜板 2 6、ピストン 2 7 がフルストローク側から所定時間（約 6 秒）をかけて除々に初期位置に戻ることに着目したものである。

【0081】

50

6秒未満であれば、起動トルクとして遷移域起動トルクを採用する（ステップ67）。遷移域起動トルクは、斜板26、ピストン27がフルストローク位置と中間ストローク位置の間に位置する場合を想定し、当該可変容量コンプレッサ8を用いた起動トルクの実験データ等に基づいて作成され、外気温度と冷凍サイクル7の高圧側圧力をパラメータとする。遷移域特性線は、図16の実線で示すものとなり、この特性線より遷移域起動トルク T_{mid} を求める（ステップ67）。又、遷移域起動トルク T_{mid} の他に、フルストローク位置での起動トルク T_{max} と、中間ストローク位置での起動トルク T_{min} をも求める（ステップS67）。そして、遷移域起動トルク T_{mid} がフルストローク位置での起動トルク T_{max} より小さく、且つ、中間ストローク位置での起動トルク T_{min} より大きければ、遷移域起動トルク T_{mid} を起動トルクとして採用する。遷移域起動トルク T_{mid} がフルストローク位置での起動トルク T_{max} より大きければフルストローク位置での起動トルク T_{max} を起動トルクとして採用する。遷移域起動トルク T_{mid} が中間ストローク位置での起動トルク T_{min} より小さければ中間ストローク位置での起動トルク T_{min} を起動トルクとして採用する（ステップS68～S71）。つまり、遷移域起動トルク T_{mid} は、 T_{max} と T_{min} の間の値であるから、遷移域起動トルク T_{mid} の推定値が異常値である場合に T_{max} 又は T_{min} を起動トルク T_K とする。

【0082】

A/Cクラッチのオフ時間が所定時間の6秒以上経過していれば、斜板26、ピストン27が中間ストローク位置に位置しているため、起動トルクとして中間ストローク位置での起動トルク T_{min} を採用する（ステップ72、S73）。

【0083】

本実施形態では、中間ストローク位置での起動トルク T_{min} を単純に採用するのではなく、実験より求めた外気温度と起動トルクとの間に相関関係（図17参照）に基づいて、外気温によって加算トルク（加算値 $a1T_a + b$ ）を算出し（ステップS72）、起動トルク T_{min} に加算トルクを加算したものを起動トルクとして採用する（ステップS73）。これは、実車においては高圧側圧力 P_d の検出手段（センサ）をコンデンサ出口側などに設けられるため、コンプレッサにはコンプレッサまわりの発熱体の熱影響がおよぶが、検出される高圧側圧力 P_d には発熱体の影響がおよばないことに基づく。つまり、実際のコンプレッサ内の高圧圧力と、検出された高圧圧力 P_d と、の差に基づく。この差を補正するため、車両前方ラジエタグリル近傍に配置された外気センサによる外気温度検出値に基づいて高圧側圧力 P_d と起動トルクとの間の相関関係を求めたマップ（図17）により、加算トルクを算出して加算している（ステップS72、S73）。

【0084】

以上、説明したように、可変容量コンプレッサ8がオンからオフされると斜板26、ピストン27が所定時間で中間ストローク位置に戻ることに着目し、オフ時間が所定時間未満のときには外気温度と冷凍サイクルの高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを推定し、オフ時間が所定時間以上である場合には、斜板26、ピストン27の中間ストローク位置での吐出容量と冷凍サイクル7の高圧側圧力の情報に基づいて起動トルクを推定する。以上より、運転オフ直後に再起動された場合においても起動トルクを推定できる。

【0085】

特に、上記実施形態では、A/Cクラッチがオンからオフされると、ピストン27がフルストローク位置となるようにする外部制御信号（＝最大容量運転信号）によってコントロールバルブ13の位置を制御するので、可変容量コンプレッサ8がオンからオフされた場合に、コントロールバルブ13が全閉位置に位置される。コントロールバルブ13が全閉位置とされると、吐出室29とクランク室30の冷媒流通が遮断される。すると、吐出室29の高圧冷媒がクランク室30に流入しない。クランク室30は吸入室50と抽気通路を通じて常時連通しているため、クランク室30の冷媒が吸入室50に流入し、クランク室30の圧力が吸入室50の低圧側圧力に安定する。その結果、クランク室30及び吸入室50の各圧力は運転オフ時から所定時間（約6秒）をかけて均等な圧力に戻る。この圧力変動によって、斜板26及びピストン27が運転停止時から所定時間（約6秒）をか

10

20

30

40

50

けて中間位置に徐々に戻ることになる。このことから、運転停止時における斜板 26 及びピストン 27 のある程度正確な位置推定が可能になる。以上より、起動トルク値の精度向上になる。

【0086】

又、吐出室 29 の高圧冷媒がクランク室 30 に流入しないことによって、クランク室 30 の圧力が大きく激しく変動することなく静かにゆっくりと変動するため、斜板 26、ピストン 27 は、安定した所定の挙動を示すことになり、起動トルク値の精度向上に寄与する。

【0087】

更に、可変容量コンプレッサ 8 の A/C クラッチのオフ直後に A/C クラッチがオンされた場合に、最大容量運転信号によりコントロールバルブ 13 が全閉位置にあることでクランク室 30 の圧力 P_c が低く維持されているため、再起動時に直ぐに最大容量運転を開始でき、起動性に優れる。また、起動後に短時間で（この例では 4 秒で）斜板 26 が最大傾斜角つまりピストン 27 がフルストロークに移行するため、定常トルク推定に素早く移行できる利点もある。

【0088】

上記実施形態の作用では、エアコンスイッチのオン・オフによって A/C クラッチがオン・オフする場合について説明したが、エアコンスイッチのオン・オフ以外で A/C クラッチがオン・オフ制御されるものであっても良い。例えば、エバポレータ出口側温度が所定温度以下の時に、可変容量コンプレッサ 8 の A/C クラッチをオフする場合であり、エバポレータ出口側温度に応じて A/C クラッチをオン・オフする場合や、加速カットなどエンジン側の要求に応じた A/C クラッチをオン・オフする場合にも起動トルクを推定できる。

【0089】

上記実施形態では、可変容量コンプレッサ 8 は、目標吹き出し温度に基づいてエバポレータ出口側温度目標を定め、この目標に応じて可変容量コンプレッサ 8 の容量をコントロールし、コンプレッサ容量制御部 14b は、冷凍サイクル 7 の低圧側圧力を導入し低圧側圧力が低下すると開弁方向に移動し、低圧側圧力が上昇すると閉弁方向に移動するようにコントロールバルブ 13 に外部制御信号を出力し、外部制御への制御が一定でも低圧側圧力に応じて容量を制御する場合にも本発明を適用できる。つまり、外部制御信号の値を一定値とする指示があっても実測温度と目標吹き出し温度との間に差があると速やかに最大容量になるよう制御する場合にも起動トルクを推定できる。

【0090】

尚、上記実施形態では、コントロールバルブ 13 は、図 3 に示すように、吸入側圧力（低圧側圧力）を感知して弁開度を制御するタイプであるが、特開 2001-317467 号公報に開示の既知の絞り通路に圧力感知部を設け、吐出側圧力（高圧側圧力）を導びくタイプのものであっても良いことはもちろんである。

【0091】

尚、上記実施形態では、可変容量コンプレッサ 8 内の圧力が均等状態になると、斜板 26、ピストン 27 の戻る初期位置がフルストローク位置とディストローク位置の中立位置であるものについて説明したが、初期位置が中立位置以外の位置であっても同様に本発明を適用できることはもちろんである。この場合には、当該初期位置に基づいて起動トルクマップを作成することになる。

【0092】

尚、上記実施形態では、可変容量コンプレッサ 8 の冷媒の吐出容量を外部より制御する外部制御信号として制御パルス信号のデューティ比を使用した。各種の電気量を使用可能であり、デューティ比に限定されるものでないことはもちろんである。

【0093】

尚、上記実施形態では、エンジン駆動による可変容量コンプレッサ 8 を用いた例を説明したが、電動モータの駆動による可変容量コンプレッサにも同様に本発明を適用できるこ

10

20

30

40

50

とはもちろんである。

【0094】

尚、上記実施形態は、コンプレッサ容量制御部14bおよびコンプレッサトルク算出部14cは空調コントロールユニット14に設けられているが、エンジンコントロールユニット3に設けられていてもよいし、また、別々に配置されていてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0095】

【図1】本発明の一実施形態を示し、車両用空調装置のシステム図である。

【図2】本発明の一実施形態を示し、可変容量コンプレッサの断面図である。

【図3】本発明の一実施形態を示し、可変容量コンプレッサの容量可変制御を説明する図である。 10

【図4】本発明の一実施形態を示し、モリエル線とこれに対応するよう記載された冷凍サイクルとを示す図である。

【図5】本発明の一実施形態を示し、デューティ比をパラメータとするコンプレッサ吸入側圧力とコンプレッサ吐出側圧力の特性線図である。

【図6】本発明の一実施形態を示し、冷凍サイクル負荷（エバポレータ負荷）を一定とした場合にあって、デューティ比をパラメータとするコンプレッサ吐出側圧力とトルクの特性線図である。

【図7】本発明の一実施形態を示し、冷凍サイクル負荷（エバポレータ負荷）が変動する場合にあって、コンプレッサ吐出側圧力とトルクの特性線図である。 20

【図8】本発明の一実施形態を示し、デューティ比を一定（60%）とした場合にあって、トルクとコンプレッサ吐出側圧力の特性線図である。

【図9】本発明の一実施形態を示し、定常トルク算出処理のフローチャートである。

【図10】本発明の一実施形態を示し、推定トルクと実トルクの特性線図である。

【図11】本発明の一実施形態を示し、可変容量コンプレッサの運転停止時の動作フローチャートである。

【図12】本発明の一実施形態を示し、可変容量コンプレッサの再起動時の動作フローチャートである。

【図13】本発明の一実施形態を示し、起動トルク算出のフローチャートである。

【図14】本発明の一実施形態を示し、可変容量コンプレッサの運転停止時のA/Cクラッチと出力デューティ比のタイミングチャートである。 30

【図15】本発明の一実施形態を示し、可変容量コンプレッサの再起動時のA/Cクラッチ、出力デューティ比、トルク算出パターンのタイミングチャートである。

【図16】本発明の一実施形態を示し、実験等より得た起動トルクの特性線図である。

【図17】本発明の一実施形態を示し、外気温度による加算トルクの特性線図である。

【符号の説明】

【0096】

1 エンジン（駆動源）

6 車両用空調装置

7 冷凍サイクル

8 可変容量コンプレッサ

13 コントロールバルブ

14 空調コントロールユニット（空調制御部）

14b コンプレッサ容量制御部

14c トルク算出部

20 エンジン制御センサ群（状態検出手段）

21 空調制御センサ群（状態検出手段）

27 ピストン（冷媒圧縮部材）

29 吐出室

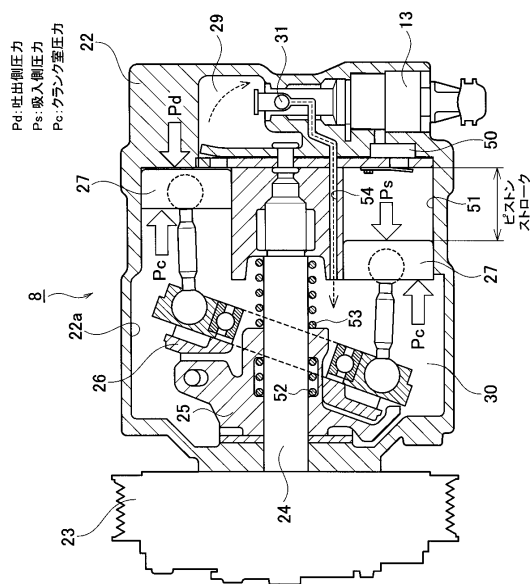
30 クランク室

40

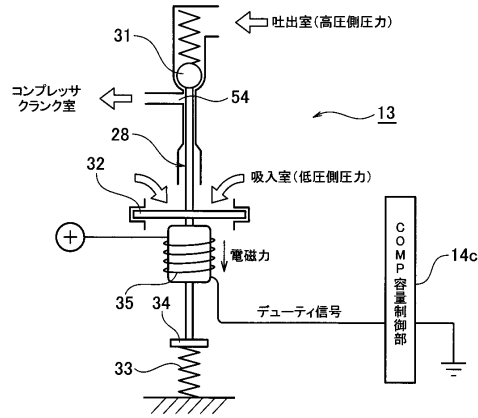
50

5 4 供給通路

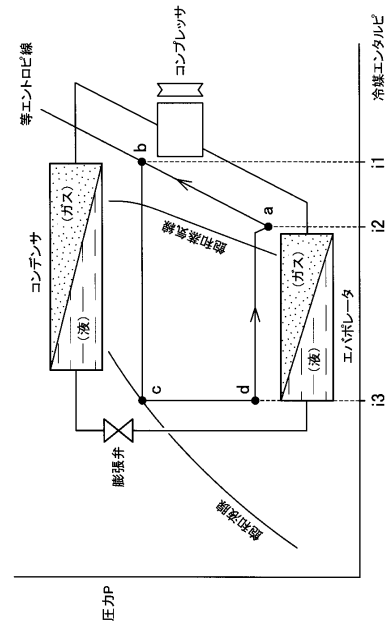
【图 2】



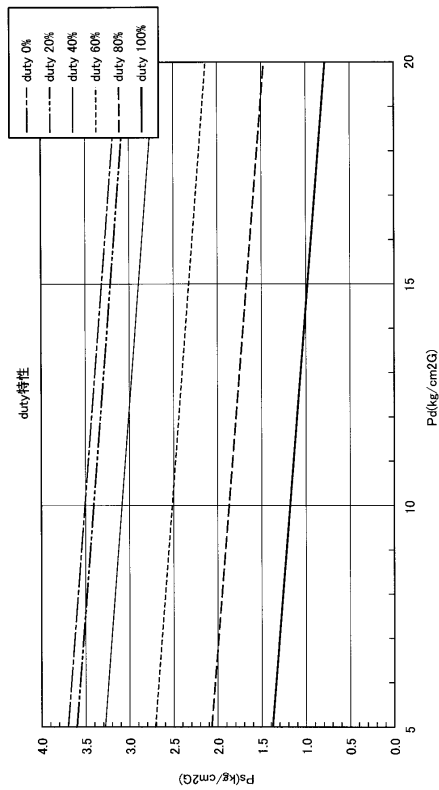
【図 3】



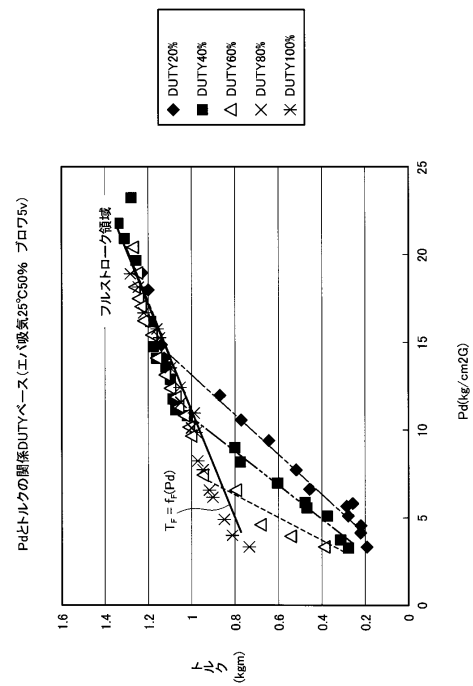
【図 4】



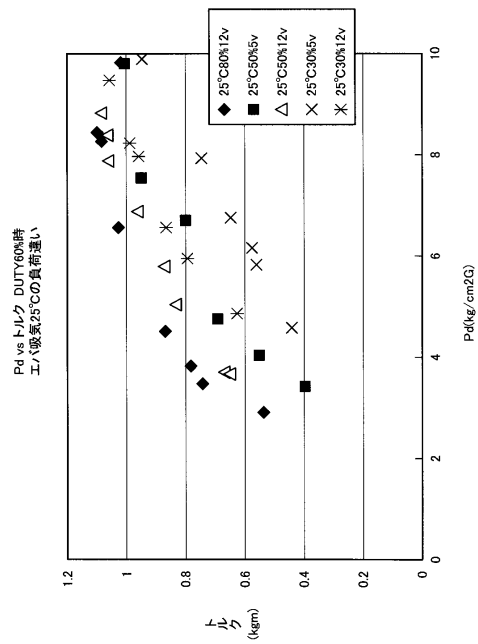
【図 5】



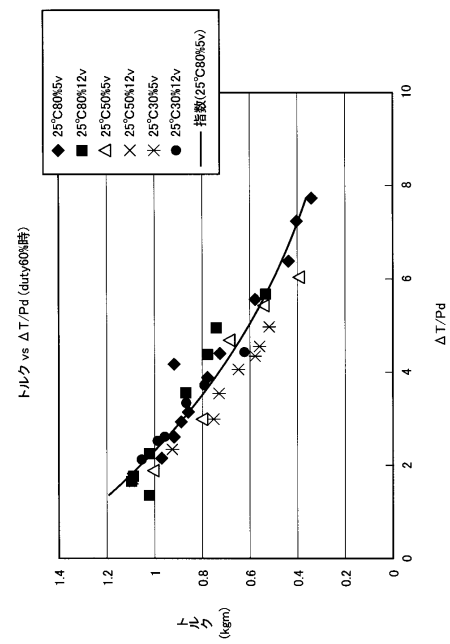
【図 6】



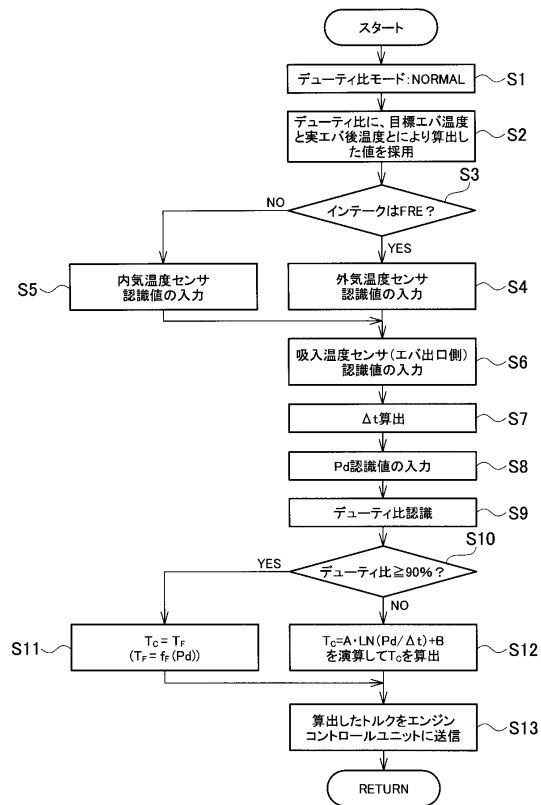
【図 7】



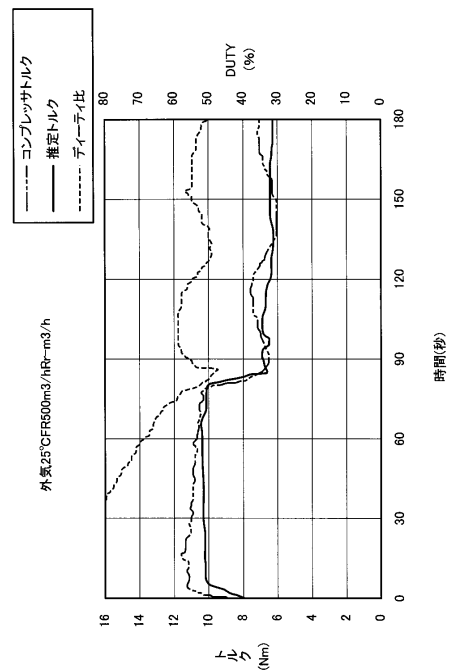
【図 8】



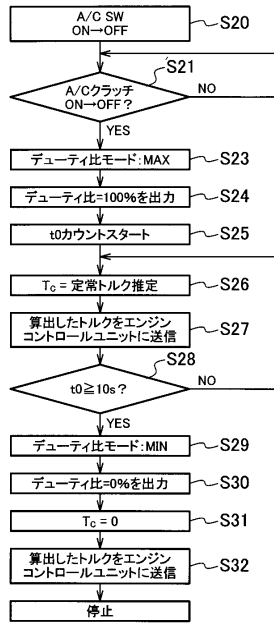
【図 9】



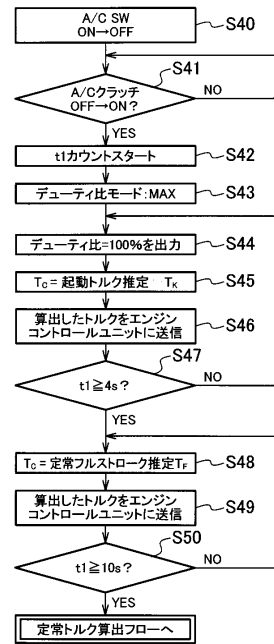
【図 10】



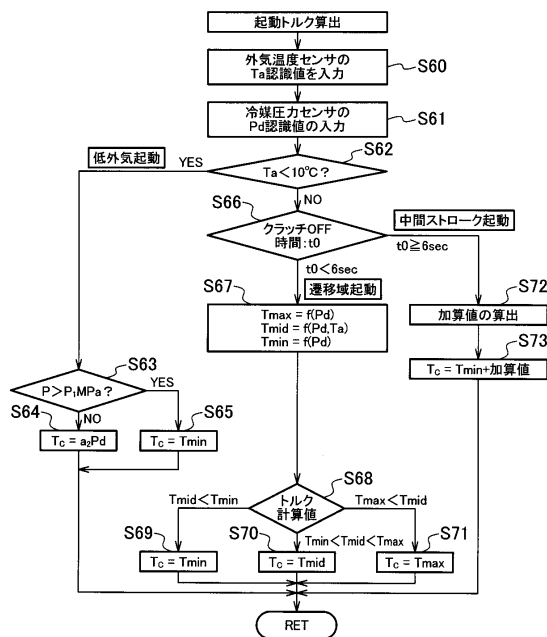
【図 1 1】



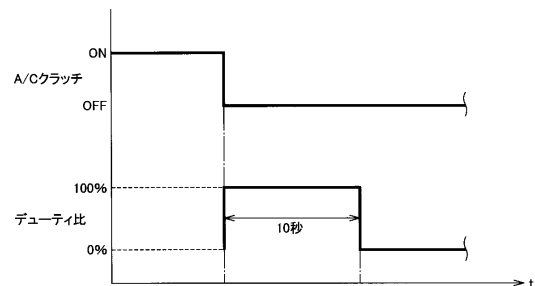
【図 1 2】



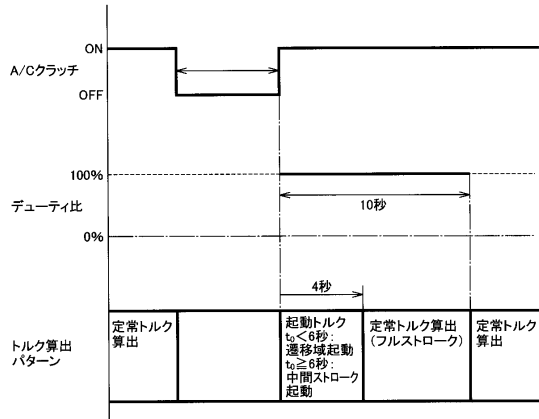
【図 1 3】



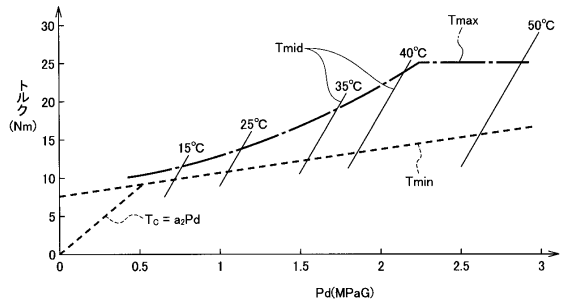
【図 1 4】



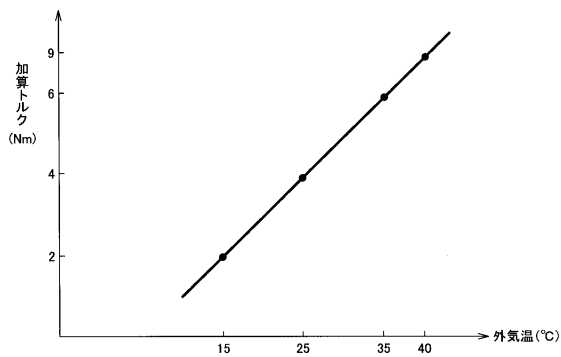
【図 15】



【図 16】



【図 17】



フロントページの続き

- (74)代理人 100098327
弁理士 高松 俊雄
- (72)発明者 高橋 栄二
東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 河内 正樹
東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 小川 正紀
東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 関塚 盛夫
東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

審査官 井上 茂夫

- (56)参考文献 特開2004-324543 (JP, A)
特開2003-278660 (JP, A)
特許第2924228 (JP, B2)
特開平05-139154 (JP, A)
特開平05-099156 (JP, A)
特開2004-162688 (JP, A)
特開2000-249049 (JP, A)
特開2004-144462 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04B 49/02
F04B 49/06
B60H 1/32