

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5331722号
(P5331722)

(45) 発行日 平成25年10月30日 (2013. 10. 30)

(24) 登録日 平成25年8月2日 (2013. 8. 2)

(51) Int. Cl.		F I			
B60L	9/18	(2006.01)	B60L	9/18	A
B60K	11/02	(2006.01)	B60K	11/02	
H02K	9/19	(2006.01)	H02K	9/19	Z

請求項の数 12 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2010-23917 (P2010-23917)	(73) 特許権者	000005108 株式会社日立製作所 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
(22) 出願日	平成22年2月5日 (2010. 2. 5)	(74) 代理人	100084412 弁理士 永井 冬紀
(65) 公開番号	特開2011-166866 (P2011-166866A)	(72) 発明者	横山 篤 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株 式会社日立製作所機械研究所内
(43) 公開日	平成23年8月25日 (2011. 8. 25)	(72) 発明者	荒井 雅嗣 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株 式会社日立製作所機械研究所内
審査請求日	平成23年12月2日 (2011. 12. 2)	(72) 発明者	尾坂 忠史 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株 式会社日立製作所機械研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の電気駆動システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両を電動駆動する電動駆動手段と、
前記電動駆動手段に冷却媒体を循環させる冷媒循環路と、前記冷却媒体と外気との間で熱交換を行う熱交換手段と、前記冷媒循環路を通して前記熱交換手段と前記電動駆動手段との間で前記冷却媒体を循環させる冷媒循環手段と、前記熱交換手段に送風する送風手段とを有する冷却手段と、を備えた車両の電気駆動システムであって、
前記電動駆動手段、前記冷媒循環路、前記熱交換手段、前記冷媒循環手段および前記送風手段を前記車両の車体フレームと異なるサブフレームに一体的に設置し、前記サブフレームを弾性支持部材を介して前記車体フレームに取り付ける際に、前記熱交換手段の前記冷却媒体の出口を入口よりも前記電動駆動手段の前記冷却媒体の入口近くに配置することを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の車両の電気駆動システムにおいて、
前記熱交換手段の前記冷却媒体の出口を前記熱交換手段を通過する外気の風量が多い部位に設けることを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 3】

請求項 1 または請求項 2 に記載の車両の電気駆動システムにおいて、
前記電動駆動手段の近くの外気が前記熱交換手段を通過するのを防止する整流板を備えることを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記熱交換手段を通過した外気を前記車両の室内へ導入する外気導入手段を備えることを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 5】

請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記送風手段により前記熱交換手段へ送風される外気が前記車両のドライブシャフトの上側と下側の両側を通過するように、前記熱交換手段を配設することを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 5 のいずれか一項に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記熱交換手段は、前記冷媒循環路と異なる別冷媒循環路を有し、前記別冷媒循環路に冷却媒体を圧縮する圧縮機と、前記圧縮機から流出した前記冷却媒体を外気に放熱して凝縮する凝縮器と、前記凝縮器から流出した前記冷却媒体の圧力を下げる膨張弁と、前記膨張弁から流出した前記冷却媒体を気化させて前記冷媒循環路を流れる前記冷却媒体から吸熱する蒸発器とを備えることを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 7】

請求項 6 に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記凝縮器の前記冷却媒体の出口を入口よりも前記蒸発器の前記冷却媒体の入口近くに配置することを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 8】

請求項 6 または請求項 7 に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記凝縮器と前記電動駆動手段との間の前記冷媒循環路および前記別冷媒循環路の長さが最小となる位置に前記蒸発器を配置することを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 9】

請求項 1 ~ 8 のいずれか一項に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記電動駆動手段は、前記車両を走行駆動する電動機と前記電動機を駆動する電力変換器であり、前記冷媒循環路の上流側に前記電力変換器を配設し、下流側に前記電動機を配設することを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 10】

請求項 9 に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記電動機への前記冷却媒体の流入と迂回を切り換える流路切換手段を設け、前記電力変換器の冷却を優先する場合には、前記流路切換手段により前記電動機を迂回して前記冷却媒体を流すことを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 11】

請求項 1 ~ 10 のいずれか一項に記載の車両の電気駆動システムにおいて、前記冷媒循環手段と前記送風手段を制御して前記電動駆動手段の冷却を制御する制御手段を備え、

前記制御手段は、前記電動駆動手段による車両の駆動力に応じた冷却能力を発揮するように前記冷媒循環手段と前記送風手段を制御することを特徴とする車両の電気駆動システム。

【請求項 12】

請求項 1 ~ 11 のいずれか一項に記載の車両の電気駆動システムを搭載したことを特徴とする車両。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は車両の電気駆動システムに関する。

【背景技術】

【 0 0 0 2 】

車両を電動駆動する電動駆動装置に冷却媒体の循環路を配設し、電動機電流の指令値に基づいて冷媒配管を流れる冷却媒体の目標流量を決定し、目標流量にしたがって冷媒循環用ポンプを駆動するようにした車両の電気駆動システムが知られている（例えば、特許文献1参照）。この冷却システムでは、電動機電流すなわち要求駆動力の増加が見込まれる電動駆動装置に対して、その発熱による温度上昇分に応じた冷媒供給量を応答性よく供給することができるとしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 3 】

【特許文献1】特開2007-166804号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 4 】

ところで、従来一般的な車両駆動装置の冷却システムでは、走行風圧を受けやすい車両前方のバンパー付近に室外熱交換器（ラジエータ）を搭載し、電動機トルクによる振動が室外熱交換器や車体骨格（車体フレーム）を通して駆動装置に伝搬するのを遮断するために、室外熱交換器と電動機との間の冷媒配管にゴムホースなどの弾性体パイプを用いて接続している。

しかし、上述した従来車両の電気駆動システムに対し上記の冷却システムを構築すると、室外熱交換器と電動機との間の距離が長くなって冷媒配管が長くなるため、目標流量の増加に応じて冷媒循環用ポンプを駆動しても、室外熱交換器で冷却された冷却媒体が電動機や電力変換器などの駆動装置に到達するのに時間がかかる上に、冷媒配管が長くなるのにもともなって冷却媒体の容積と熱容量が増大するため、冷却媒体全体の温度を下げるのにも時間がかかる。そのため、例えば、運転者の急激なアクセルペダル操作や走行負荷の急変に対応して冷媒供給量を増加させるためにポンプを駆動しても、十分に高い冷却応答性が得られないという問題がある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 5 】

本発明に係る車両の電気駆動システムは、車両を電動駆動する電動駆動手段と、前記電動駆動手段に冷却媒体を循環させる冷媒循環路と、前記冷却媒体と外気との間で熱交換を行う熱交換手段と、前記冷媒循環路を通して前記熱交換手段と前記電動駆動手段との間で前記冷却媒体を循環させる冷媒循環手段と、前記熱交換手段に送風する送風手段とを有する冷却手段と、を備えた車両の電気駆動システムであって、前記電動駆動手段、前記冷媒循環路、前記熱交換手段、前記冷媒循環手段および前記送風手段を前記車両の車体フレームと異なるサブフレームに一体的に設置し、前記サブフレームを弾性支持部材を介して前記車体フレームに取り付ける際に、前記熱交換手段の前記冷却媒体の出口を入口よりも前記電動駆動手段の前記冷却媒体の入口近くに配置することを特徴とする。

本発明に係る車両は、上記車両の電気駆動システムを搭載したことを特徴とする。

【発明の効果】

【 0 0 0 6 】

本発明によれば、車体フレームへの電動機振動の伝搬を防止しながら冷媒循環路を短くすることができる、電動駆動装置の冷却応答性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 0 7 】

【図1】一実施の形態の電気駆動システムを搭載した電気自動車前部の横断面図

【図2】図1に示す電気自動車前部の内部構成を上から見た図

【図3】電気駆動システムの冷却応答性を示す図

【図4】(a)は室外熱交換器へ導かれる外気の流れを示す図、(b)は一実施の形態の電気駆動システムの主要な冷却装置および駆動部品を車両前方からみた図

10

20

30

40

50

【図 5】 室外熱交換器へ導かれる外気の流れを示す図

【図 6】 一実施の形態の変形例の冷却装置の構成を示す図

【図 7】 (a) は水冷システムのための冷却装置を有する電気駆動システムを、車両の後輪軸に設置した場合の車両後部の横断面図、(b) は駆動部品と冷却装置の主要部を示す図

【図 8】 図 6 に示す電気駆動システムの冷却水配管を低減し、システムの筐体内に冷却水の流路を確保して小型化を図った変形例を示す図

【図 9】 電力変換器や電動機と同様に冷却装置の冷却媒体を用いて蓄電装置を冷却するようにした変形例の構成を示す図

【図 10】 図 1 および図 2 に示す電気駆動システムの冷却装置と冷却対象の電力変換器および電動機の主要構成を示す図

10

【図 11】 (a) は従来の電動機の回転速度に対するトルク特性を示し、(b) は一実施の形態の電動機の回転速度に対するトルク特性を示す図

【図 12】 第一作動領域における第一冷却モードと第二作動領域における第二冷却モードのファンとポンプの運転方法を示す図

【図 13】 一実施の形態の冷却モード選択制御を示すブロック図

【図 14】 一実施の形態の冷却モード選択制御プログラムを示すフローチャート

【発明を実施するための形態】

【0008】

本発明の車両の電気駆動システムを、電気自動車に搭載した発明の一実施の形態を説明する。なお、本発明の車両用電気駆動システムは、電気自動車に限定されず、例えば、ハイブリッド自動車、あるいは電気鉄道用車両や建設用車両などにも適用することができる。

20

【0009】

図 1 は、一実施の形態の電気駆動システムを搭載した電気自動車前部の横断面図である。また図 2 は、図 1 に示す電気自動車の前部の内部構成を上から見た図である。この一実施の形態では電気駆動システムを車両前部に搭載した前輪駆動方式の電気自動車を例に挙げて説明するが、後輪駆動方式や 4 輪駆動方式の電気自動車にも搭載可能である。なお、図 4 ~ 図 10 に示す一実施の形態の変形例の構成においては、図 1 および図 2 に示す機器と同様な機器に対しては同一の符号を付して相違点を中心に説明する。

【0010】

30

一実施の形態の電気駆動システムは、電気自動車を走行駆動するための電力を蓄える蓄電装置（バッテリー）14、蓄電装置 14 の電力を電動機 11 へ供給して駆動する電力変換器 10、電力変換器 10 により駆動されて走行駆動力を発生する電動機 11、電動機 11 のトルクを増幅する減速機 25、減速機 25 の出力トルクを車輪へ伝達するドライブシャフト 26、電力変換器 10 や電動機 11 を冷却する冷却装置 12、運転者の操作状態や冷却装置 12 の状態に応じて電動機 11 の目標トルクや冷却装置 12 の運転状態を制御するコントローラ 15 などを備えている。なお、以下では電力変換器 10、電動機 11 および減速機 25 を特に電気駆動システムの駆動部品と呼ぶ。

【0011】

冷却装置 12 は冷凍サイクルシステムと水冷システムを備えている。冷凍サイクルシステムは圧縮機 1、室外熱交換器（ラジエータ）4、減圧器（膨張弁）3、中間熱交換器 6 および冷媒配管 18 から構成される。室外熱交換器 4 にはファン 8a が付設され、コントローラ 15 によって冷却風の流量を制御できる。室外熱交換器 4 は圧縮機 1 による圧縮後の冷却媒体を外気に放熱して凝縮する凝縮器であり、減圧器 3 は室外熱交換器 4 による凝縮後の冷却媒体の圧力を下げる膨張弁である。また、中間熱交換器 6 は減圧器（膨張弁）3 を通過した冷却媒体を気化させて冷媒循環配管 19 の冷却媒体から吸熱する蒸発器である。

40

【0012】

一方、水冷システムはポンプ 7、室内熱交換器 5、整流板 16、三方弁 9a、9b、中間熱交換器 6 および冷却水配管 19 から構成される。室内熱交換器 5 にはファン 8b が付

50

設され、コントローラ 15 によって冷却風の流量を制御できる。なお、図示を省略するが、冷却装置 12 には駆動部品および冷却媒体の温度を計測する温度センサが設置されている。コントローラ 15 は、駆動部品や冷却媒体の温度や各構成部品の運転状態を検出し、圧縮機 1、ファン 8 a, 8 b、ポンプ 7、三方弁 9 a, 9 b を制御して冷凍サイクルシステムと水冷システムの冷媒温度を制御する。

【0013】

冷凍サイクルシステムでは、冷媒配管 18 を通って圧縮機 1 室外熱交換器 4 減圧器（膨張弁）3 中間熱交換器 6 圧縮機 1 の経路で代替フロンなどの冷凍サイクルに適した冷媒が循環し、圧縮機 1 を動力源とする冷凍サイクルによって冷媒が冷却される。一方、水冷システムでは、冷却水配管 19 を通って中間熱交換器 6 三方弁 9 a 電力変換器 10 三方弁 9 b 電動機 11 ポンプ 7 中間熱交換器 6 の経路で不凍液などの冷却水が循環し、電力変換器 10 と電動機 11 などの駆動部品を冷却する。また、水冷システムは、三方弁 9 a 室内熱交換器 5 電力変換器 10 の経路でも冷却水が循環し、車室内を冷房または暖房する。水冷サイクルの冷却水配管 19 を流れる冷却水は、中間熱交換器 6 で冷凍サイクルシステムの冷媒配管 18 を流れる冷却媒体と熱交換を行い、冷却される。ファン 8 b は室内熱交換器 5 を通して車室内へ送風し、車室内の空調を行う。

【0014】

コントローラ 15 は、冷却装置 12 の圧縮機 1、ファン 8 a, 8 b、ポンプ 7、三方弁 9 a, 9 b の動作状態を制御し、冷凍サイクルシステムの冷却媒体と水冷システムの冷却水の温度を調節する。例えば、電力変換器 10 と電動機 11 の負荷が大きく駆動部品の温度が上昇した場合や、温度上昇が予測される場合には、冷却装置 12 の駆動出力を増大して冷却媒体と冷却水の温度を下げる。一般に、電力変換器 10 は電動機 11 よりも熱容量が小さく、駆動負荷の増大に対して温度上昇が速いため、電動機 11 よりも低い冷却水温度と高い冷却応答性が必要とされる。したがって、冷却水が流れる冷却水配管 19 において、電力変換器 10 がその上流側に電動機 11 が下流側に配置され、中間熱交換器 6 から流出した冷却水が最初に電力変換器 10 へ流入し、その後で電動機 11 へ流入する経路とされる。

【0015】

電動機 11 の駆動トルクによる振動や変位が、車両骨格（車体フレーム）22 に伝わらないようにするため、電動機 11 が車体フレーム 22 と異なるサブフレーム 23 に剛に締結され、サブフレーム 23 は弾性体の支持部材（ゴムマウント）21 を介して車両骨格 22 に搭載される。また、サブフレーム 23 には電動機 11 の他に、電力変換器 10、圧縮機 1、減圧器（膨張弁）3、室外熱交換器 4、ファン 8 a、ポンプ 7、三方弁 9 a, 9 b、中間熱交換器 6 などの冷却装置 12 の構成部品が剛に設置される。つまり、電動機 11 および電力変換器 10 と冷却装置 12 を一体に構成し、弾性体の支持部材（ゴムマウント）21 を介して車両骨格 22 に取り付ける。冷却装置 12 の構成部品と冷却対象である電力変換器 10 および電動機 11 は、冷媒配管 18 と冷却水配管 19 によって互いに接続されている。なお、冷媒配管 18 と冷却水配管 19 は構成部品を一体構造とすれば省略できる。例えば、電力変換器 10 と電動機 11 を一体ハウジングで構成すれば、冷却水配管 19 をハウジング内の流路で代替でき、流路長をさらに短縮できる。

【0016】

上述したように、車両の室外熱交換器（ラジエータ）4 を車両前部のバンパー付近に設置すると、室外熱交換器 4 と電力変換器 10 や電動機 11 などの駆動部品との間をゴムホースなどの弾性体の配管を用いて接続し、電動機 11 の駆動トルクに起因する電動機 11 と車体フレーム（車体骨格）22 との相対変位を弾性体によって吸収しなければならないため、室外熱交換器 4 と電力変換器 10 や電動機 11 などの駆動部品との間の弾性体の配管が長くなる。その結果、冷凍サイクルシステムの室外熱交換器 4 で冷却された冷却媒体が中間熱交換器 6 に到達し、冷却水システムの冷却水を冷却し、温度が低下した冷却水が電力変換器 10 と電動機 11 へ到達するまでに時間がかかる。

【0017】

10

20

30

40

50

この実施の形態によれば、車体骨格 2 2 に弾性支持されたサブフレーム 2 3 上に電力変換器 1 0、電動機 1 1 および冷却装置 1 2 を設置したので、電動機 1 1 の駆動トルクによる車体骨格 2 2 との相対変位を考慮する必要がなくなり、冷媒配管 1 8 と冷却水配管 1 9 の配管の長さを短くする（または省略する）ことが可能となり、室外熱交換器 4 で冷却された冷却媒体を短時間のうちに電力変換器 1 0 と電動機 1 1 へ到達させることができる。その上さらに、配管長の短縮により冷却媒体および冷却水の容積と熱容量を低減できるため、冷却媒体および冷却水の温度を短時間で変えることができる。したがって、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【 0 0 1 8 】

この一実施の形態では、電力変換器 1 0 および電動機 1 1 の電動駆動部品とその冷却装置 1 2 をサブフレーム 2 3 上に一体に構成し、弾性支持部材 2 1 を介して車体骨格 2 2 に取り付ける例を示したが、電力変換器 1 0 および電動機 1 1 の電動駆動部品とその冷却装置 1 2 を減速機 2 5 に取り付けて一体に構成し、弾性支持部材 2 1 を介して車体骨格 2 2 に取り付けるようにしてもよい。つまり、冷却装置 1 2 とその冷却対象である電力変換器 1 0 や電動機 1 1 などの電動駆動部品とを従来のゴムホースなどを用いた長い冷媒配管で接続せずに、冷却装置 1 2 と電動駆動部品とを一体に構成して冷媒配管を短くし、電動機振動の車体骨格 2 2 への伝搬を防止するために冷却装置 1 2 と電動駆動部品の一体構成部を弾性支持部材 2 1 を介して車体骨格 2 2 に取り付ける取付方法であれば、上述した一実施の形態の取付方法に限定されるものではない。

【 0 0 1 9 】

また、この一実施の形態では中間熱交換器 6 を室外熱交換器 4 と電力変換器 1 0 との間に配設している。図 1 に示すように、室外熱交換器 4 と電力変換器 1 0 の最長距離を示す区間 L に対して、区間 L 内に中間熱交換器 6 を配設している。つまり、室外熱交換器 4 から冷却対象（ここでは、電力変換器 1 0）までの区間 L における冷媒配管 1 8 と冷却水配管 1 9 の長さが最小となる位置に、中間熱交換器 6 を配置している。ここで、区間 L の配管長が最小になるという条件を満たせばよいから、中間熱交換器 6 の全体が区間 L 内に位置する必要はなく、その一部だけが区間 L 内にあってももちろん構わない。このような配置とすることによって、室外熱交換器 4 から電力変換器 1 0 までの配管長を短くことができ、室外熱交換器 4 と中間熱交換器 6 で冷却された冷却媒体を短時間で電力変換器 1 0 と電動機 1 1 へ圧送できる。したがって、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【 0 0 2 0 】

また、この一実施の形態では、室外熱交換器 4 の冷却時の冷媒出口が冷媒入口よりも中間熱交換器 6 の冷媒入口に近くなるように配置している。これにより、室外熱交換器 4 の冷媒出口が中間熱交換器 6 の冷媒入口から遠くに配置される場合と比べて、室外熱交換器 4 で冷却された冷却媒体が短時間で中間熱交換器 6 の冷媒入口に到達できるため、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【 0 0 2 1 】

同様に、中間熱交換器 6 の冷却時の冷却水出口が冷却水入口よりも電力変換器 1 0 の冷却水入口に近くなるように配置している。これにより、中間熱交換器 6 の冷却水出口が電力変換器 1 0 の冷却水入口から遠くに配置される場合と比べて、中間熱交換器 6 で冷却された冷却水が短時間で電力変換器 1 0 へ到達できるため、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【 0 0 2 2 】

また、室外熱交換器 4 は、車両の前進方向（図 1 の紙面右方向）に対して電動駆動部品（電力変換器 1 0 または電動機 1 1）よりも車両後方に配置される。これにより、可動式の導風板 1 6 を図 1 の実線の位置に設定すれば、駆動部品を冷却するときに出される室外熱交換器 4 の廃熱を、図 1 に破線矢印で示すように車室内へ導くことができる。特に、電動駆動部品の冷却性能を強化するために、冷却水の温度を比較的低温で制御する場合には、室内熱交換器 5 による車室内の暖房機能を代替または補うことができる。

【 0 0 2 3 】

次に、一実施の形態の冷却装置 1 2 の動作を説明する。冷房動作中の冷媒配管 1 8 の冷却媒体は、圧縮機 1 により高温、高圧のガスに圧縮されて図 1 に矢印で示す方向に送出され、室外熱交換器 4 で空気に熱を放出して凝縮され、高圧の液体になる。その後、冷却媒体は減圧器 3 により減圧されて低圧、低温の液とガスの二層冷媒になり、中間熱交換器 6 で冷却水配管 1 9 を流通する冷却水と熱交換する。コントローラ 1 5 は、圧縮機 1 の駆動状態を制御して冷媒配管 1 8 の冷却媒体の温度と流量を調節する。

【 0 0 2 4 】

一方、冷房動作中の冷却水配管 1 8 の冷却水はポンプ 7 により圧送され、中間熱交換器 6 で冷媒配管 1 8 の冷却媒体と熱交換を行って冷却される。冷却水の一部は三方弁 9 a から室内熱交換器 5 へ導かれ、室内の空気を冷却した後、ふたたび冷却水配管 1 9 へ戻る。中間熱交換器 6 から送出され室内熱交換器 5 を循環した冷却水は、電力変換器 1 0 と電動機 1 1 へ導かれる。なお、三方弁 9 a により室内熱交換器 5 への流路が遮断された場合は、中間熱交換器 6 から送出された冷却水は直接、電力変換器 1 0 と電動機 1 1 へと送られる。冷却水は電力変換器 1 0 と電動機 1 1 の熱を吸収して温度が上昇し、ポンプ 7 を介して中間熱交換器 6 へ戻る。コントローラ 1 5 は、ポンプ 7 とファン 8 a を駆動制御するとともに、三方弁 9 a、9 b の流路を切り替え、冷却水配管 1 9 の冷却水の温度と流量を調節する。

【 0 0 2 5 】

例えば、電力変換器 1 0 または電動機 1 1 の温度が短時間に上昇するおそれがある場合や、温度が許容範囲を超える場合には、三方弁 9 a により室内熱交換器 5 への流通を遮断して冷却水を電力変換器 1 0 へ直接流入させる。つまり、室内熱交換器 5 で冷却水の温度が上昇するのを避けるとともに、中間熱交換器 6 から電力変換器 1 0 への流路を短くする。これにより、短時間で電力変換器 1 0 または電動機 1 1 へ流入する冷却水の温度を下げることができ、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【 0 0 2 6 】

電力変換器 1 0 の温度が許容範囲内にある場合には、電力変換器 1 0 から流出する冷却水を三方弁 9 b を介して電動機 1 1 へ流入させ、電動機 1 1 を冷却する。しかし、電力変換器 1 0 の温度が許容範囲を超える場合や、短時間に上昇するおそれがある場合には、三方弁 9 b の流路を切り換えて電動機 1 1 への流入を遮断し、ポンプ 7 へ帰還させる。つまり、電力変換器 1 0 の冷却を電動機 1 1 よりも優先する場合には、三方弁 9 b を切り換えて冷却水を電動機 1 1 を迂回して流す。電力変換器 1 0 の負荷が低減したときは、電動機 1 1 へも冷却水が流れるように三方弁 9 b を制御する。これにより、温度上昇が比較的緩やかな電動機 1 1 の冷却は一時的に休止されるが、温度上昇が比較的急な電力変換器 1 0 の温度上昇を速やかに抑えることができ、冷却対象の熱容量に応じた冷却制御を実現することができ、熱容量が小さい冷却対象に対する冷却応答性を向上させることができる。

【 0 0 2 7 】

さらに、冷却水の温度を下げると同時に室内温度を上昇させる必要がある場合には、三方弁 9 a を制御して冷却水が室内熱交換器 5 へ循環しないようにする。同時に、可動式の整流板 1 6 を図 1 に実線で示す位置に設定し、室外熱交換器 4 から放出される廃熱を車室内へ導く。このように、室外熱交換器 4 を電力変換器 1 0 および電動機 1 1 と一体に構成することによって、室外熱交換器 4 と車室内との距離が近くなり、冷却水が低温の場合においても室外熱交換器 4 の廃熱で車室内の暖房を行うことができる。

【 0 0 2 8 】

一実施の形態の電気駆動システムの冷却応答性を示すために、図 3 により電力変換器 1 0 の冷却水入口温度 T_{in} の時間応答を説明する。初期状態では冷却水入口温度 T_{in} は T_1 の状態にある。コントローラ 1 5 は、電力変換器 1 0 の温度上昇を抑えるために、時刻 t_0 から入口温度 T_{in} を T_2 まで下げるように制御を開始したとする。

【 0 0 2 9 】

一実施の形態の電気駆動システムの冷却装置 1 2 と従来の一般的な冷却装置とを比較す

10

20

30

40

50

るために、車両前端に室外熱交換器（一実施の形態の室外熱交換器 4 に相当）を設置した場合の温度応答を図 3 に破線 A で示す。時刻 t_0 において電力変換器 10 の冷却水入口温度 T_{in} を T_2 まで下げるように冷却制御を開始しても、実際に電力変換器 10 の入口温度 T_{in} が下がり始めるのは時刻 t_{1a} であり、それから時間 t_a 後の時刻 t_{2a} で入口温度 T_{in} が T_2 に到達する。

【0030】

これに対し一実施の形態の電気駆動システムの冷却装置 12 による温度応答を図 3 に実線 B で示す。上述したように、一実施の形態の電気駆動システムでは、冷却装置 12 と冷却対象の電力変換器 10 および電動機 11 を一体に配置し、冷媒配管 18 と冷却水配管 19 の配管長を短くしている。時刻 t_0 において電力変換器 10 の冷却水入口温度 T_{in} を T_2 まで下げるように冷却制御を開始した場合、電力変換器 10 の入口温度 T_{in} が下がり始めるのは時刻 t_{1b} であり、それから t_b 後の時刻 t_{1b} で入口温度 T_{in} が T_2 まで下がる。従来の冷却装置の温度応答を示す破線 A と比較すると、冷媒配管 18 と冷却水配管 19 の配管長が短くなった分だけ早く入口温度 T_{in} が低下している。また、配管長の短縮により冷却媒体や冷却水の容積および熱容量が小さくなり、温度が下がり始めてから T_2 に達するまでの時間 t_b も、破線 A の従来の時間 t_a より短くなる。

10

【0031】

このように、一実施の形態の電気駆動システムの冷却装置 12 によれば、電力変換器 10 または電動機 11 の冷却水温度を短時間で下げ始められるとともに、温度が低下し始めてから目標温度に到達するまでの時間も短くなり、優れた冷却応答性と冷却性能を達成することができる。

20

【0032】

図 3 に一点鎖線 C で示す温度応答は、一実施の形態の電気駆動システムの冷却装置 12 において、三方弁 9a により室内熱交換機 5 への冷却水の循環を遮断するとともに、三方弁 9b により電動機 11 への冷却水の循環を遮断した場合の例である。ただし、電力変換器 10 の駆動負荷が十分下がった時点 t_{3c} から、電動機 11 への冷却水の循環を再開した場合の例である。この場合、室内熱交換機 5 への流路が遮断されて冷却水の流路が短くなるため、電力変換器 10 の入口温度 T_{in} が下がり始める時刻 t_{1c} は実線 B の場合より早くなる。また、室内熱交換器 5 と電動機 11 への流路が遮断され、冷却水の容積および熱容量も小さくなるため、温度が下がり始めてからの温度変化も速くなる。ただし、電動機 11 への冷却水供給を再開した時点 t_{3c} からは、温度変化は緩やかになる。

30

【0033】

このように、三方弁 9a、9b を制御することによって冷却水の流路長を短縮し、冷却水の容積および熱容量を小さくすることで、短時間に電力変換器 10 または電動機 11 の冷却水温度を低減でき、電気駆動システムの冷却応答性をさらに向上させることができる。

【0034】

図 4 (a) は室外熱交換器 4 へ導かれる外気の流れを示す。また、図 4 (b) は、一実施の形態の電気駆動システムの主要な冷却装置 12 および駆動部品を車両前方からみた図である。一実施の形態の電気駆動システムでは、冷却装置 12 の冷媒配管 18 と冷却水配管 19 の長さを短縮したことによって、冷却装置 12 と電力変換器 10、電動機 11、減速機 25 などの駆動部品との距離が短くなる。したがって、室外熱交換器 4 を車両前端に配置する場合と比較して、室外熱交換器 4 へ導入される外気の圧力損失が大きくなる傾向がある。

40

【0035】

電気駆動システムの減速機 25 と車輪はドライブシャフト 26 で接続されるが、ドライブシャフト 26 は、サスペンション(不図示)の動きを許容するために、図 4 (b) に示すように上下方向に可動空間が確保されている。そこで、冷却風がドライブシャフト 26 の上側と下側の両方を同時に通過するように室外熱交換器 4 を配置する。特に、室外熱交換器 4 へ外気が流れにくい停車中に室外熱交換器 4 のファン 8a を回転駆動した場合、冷却風

50

がドライブシャフト 26 の上側と下側の両方を同時に通過するように室外熱交換器 4 を配置する。これにより、冷却装置 12 と電力変換器 10 および電動機 11 を一体に構成し、冷却装置 12 の構成部品と電力変換器 10、電動機 11 および減速機 25 の駆動部品の距離が近い場合にも、冷却風の圧力損失を低減することができ、駆動効率がよく、冷却応答性に優れた電気駆動システムを実現できる。

【0036】

図 4 (b) において、一実施の形態では室外熱交換器 4 の前方に電動機 11 と減速機 25 が左右非対称に配置されている。図 4 (b) に示す例では、室外熱交換器 4 の車両右側 (図中の R 側) の方が、冷却風が流れる空間が広く、圧力損失も低くなる。したがって、室外熱交換器 4 を通過する冷却風の流量分布は、図中の L 側より R 側の方が大きくなる。すなわち、室外熱交換器 4 の R 側の方が高い冷却能力を有する。

10

【0037】

そこで、室外熱交換器 4 の冷却能力の高い R 側に冷却媒体出口が位置するように構成し、冷媒配管 18 を介して中間熱交換器 6 に接続する。これにより、ファン 8a による冷媒冷却効果を高め、低い温度の冷却媒体が中間熱交換器 6 に到達する。また、冷却媒体と冷却風の温度差は室外熱交換器 4 の出口側が小さくなるが、出口付近の風量が比較的大きくなるため、出口付近での冷却効果を確保できる。このように、室外熱交換器 4 の冷却能力分布に偏りがある場合には、冷却能力が比較的高い領域付近に冷却媒体の出口を設け、中間熱交換器 6 へ接続する。これにより、電気駆動システムの冷却応答性をさらに向上させることができる。

20

【0038】

図 5 は室外熱交換器 4 へ導かれる外気の流れを示す。この一実施の形態の電気駆動システムでは、冷却装置 12 と電力変換器 10、電動機 11、減速機 25 などの駆動部品との距離を短くしたことによって、駆動部品表面からの放熱が室外熱交換器 4 へ流入しやすくなる。その結果、冷却媒体と冷却風との温度差が小さくなり、室外熱交換器 4 の冷却能力が低下するおそれがある。そこで、駆動部品表面と接触する外気と室外熱交換器 4 へ導入する外気とを隔離するための整流板 17 を設置する。これにより、駆動部品と室外熱交換器 4 との距離が近い場合でも、室外熱交換器 4 へ導入される冷却風の温度上昇を抑制でき、電気駆動システムの冷却効率を改善することができる。

【0039】

図 6 は一実施の形態の変形例の冷却装置 12A の構成を示す。この変形例の冷却装置 12A では冷凍サイクルシステムを設置せず、水冷システムのみを備えている。図 6 において、(a) は駆動部品と冷却装置 12A の配置を示す車両前部の横断面図、(b) は駆動部品と冷却装置 12A の主要部を車両前方から見た図である。この変形例の冷却装置 12A では、ポンプ 7 によって圧送された冷却水が室外熱交換器 4A を通過する過程で冷却され、電力変換器 10 へ導かれる。電力変換器 10 を冷却した冷却水は電動機 11 へ導かれ、電動機 11 を冷却する。電動機 11 を冷却した冷却水はふたたびポンプ 7 へ戻る。この冷却装置 12A では、室外熱交換器 4A が上述した冷凍サイクルシステム全体に相当する機能を果たし、冷却媒体 (ここでは冷却水) の熱を外気に放熱する。減速機 25 は車体骨格 22 に対して弾性体の支持部材 (ゴムマウント) 21 を介して支持され、室外熱交換器 4A、ポンプ 7、電力変換器 10、電動機 11 などは減速機 25 に固定されている。

30

40

【0040】

室外熱交換器 4A の導風面には電動機 11 などの他の部品が存在せず、圧力損失が低い L 側 (車両左側) を電力変換器 10 と接続する。このとき、室外熱交換器 4A の冷却水出口を冷却水入口より電力変換器 10 の近く配置する。また、室外熱交換器 4A からの放熱が駆動部品表面に伝わらないように、整流板 17 を設置する。室外熱交換器 4A からの冷却風は、ドライブシャフト 26 の上側と下側の両方を通過して車両後方へ圧送される。制御装置 15 はポンプ 7 およびファン 8a を駆動制御し、三方弁 9b の流路を切り替えることによって冷却水の温度を調節する。

【0041】

50

この変形例の冷却装置 1 2 A によれば、上述した冷凍サイクルシステムを有する一実施の形態の電気駆動システム（図 1 ~ 図 5）と同じように、冷却水の容積と熱容量を抑え、冷却水の温度低減までの時間を短縮することができる。すなわち、水冷システムのみで電気駆動システムにおいても、冷却応答性と冷却効率を向上させることができる。

【 0 0 4 2 】

図 7 は、水冷システムのみで冷却装置 1 2 A を有する電気駆動システムを、車両の後輪軸に設置した場合の車両後部の横断面図 (a) と、駆動部品と冷却装置 1 2 A の主要部を示す図 (b) である。水冷システムのみで冷却装置 1 2 A を有する電気駆動システムを後輪軸に配置した場合でも、図 6 に示す前輪軸に配置した場合と同様に構成することによって、同様な効果を得ることができる。

10

【 0 0 4 3 】

図 8 は、図 6 に示す電気駆動システムの冷却水配管を低減し、システムの筐体内に冷却水の流路を確保して小型化を図った変形例を示す。例えば、室外熱交換器 4 から流出した冷却水は筐体内を流れて電力変換器 1 0 へ導かれる。また、図 8 に示す変形例では、同一の筐体内に車両外部の電源から蓄電装置 1 4 に電力を供給する充電器 3 1 と、蓄電池に蓄えられた高電圧の電力を車両の電装品のための低電圧へ変換するコンバータ 3 2 を搭載する。充電器 3 1 とコンバータ 3 2 は駆動時に発熱するため、駆動回路付近に冷却水を循環させることによって配管を省略でき、冷却応答性に優れた電気駆動システムを実現できる。

【 0 0 4 4 】

20

図 9 は、電力変換器 1 0 や電動機 1 1 と同様に冷却装置 1 2 の冷却媒体を用いて蓄電装置 1 4 を冷却するようにした変形例の構成を示す。この例では、中間熱交換器 6 から送出された冷却媒体（ここでは冷却水）を、電力変換器 1 0 と蓄電装置 1 4 に並列に流す冷却水配管 1 9 を配設する。なお、蓄電装置 1 4 を冷却するための冷却媒体の温度は一般的に電力変換器 1 0 や電動機 1 1 よりも低いため、冷凍サイクルシステムの冷却媒体により蓄電装置 1 4 を冷却してもよい。

【 0 0 4 5 】

次に、図 1 および図 2 に示す電気駆動システムの冷却装置 1 2 の動作を説明する。図 1 0 は、図 1 および図 2 に示す電気駆動システムの冷却装置 1 2 と冷却対象の電力変換器 1 0 および電動機 1 1 の主要構成を示す。なお、図 1 0 では、図 1 および図 2 に示す三方弁 9 a , 9 b と室内熱交換器 5 およびファン 8 b の図示を省略し、冷却装置 1 2 の主要構成部品の動作を中心に説明する。

30

【 0 0 4 6 】

コントローラ 1 5 は CPU 1 5 c やメモリ 1 5 m などから構成され、後述する冷却制御プログラムを実行してファン駆動装置 3 1 およびポンプ駆動装置 3 2 を制御し、電力変換器 1 0 と電動機 1 1 の冷却を制御する。コントローラ 1 5 には、電気自動車の車速を検出する車速センサ 3 3 、電気自動車のアクセルペダル開度を検出するアクセルセンサ 3 4 などが接続されている。

【 0 0 4 7 】

なお、図 6 および図 7 に示す水冷システムのみを備えた電気駆動システムにおいては、図 1 0 に示す圧縮機 1 、室外熱交換器 4 、減圧器（膨張弁） 3 、中間熱交換器 6 および冷媒配管 1 8 が、図 6 および図 7 に示す室外熱交換器 4 A に相当する機能、すなわち冷媒配管 1 9 の冷却媒体の熱を外気に放熱する機能を果たす。

40

【 0 0 4 8 】

ここで、一実施の形態の電気自動車の走行駆動用電動機 1 1 と電力変換器 1 0 の体格（サイズ、大きさ）の設計方法について説明する。一般に、電動機や電力変換器において体格と、最大トルクおよび最高出力と、冷却能力との間には互いに相関関係がある。例えば、電動機の体格と冷却能力が決まると、電動機を上限温度以下に保つ電動機自体の発熱量が決り、この発熱量を生じさせる電動機の最大トルクと最高出力が決まる。また、電動機の体格と最大トルクおよび最高出力が決まると、電動機を上限温度以下に保つための冷却

50

能力が決まる。一方、電動機や電力変換器の体格は最大トルクおよび最高出力に比例しており、体格が大きいほど最大トルクおよび最高出力が大きくなる。

【 0 0 4 9 】

上述したように、従来、電動機や電力変換器の体格は、発進時、加速時、登坂時などに必要な最大トルクや最高出力に基づいて設計されている。しかし、実際に車両として日常的に使用されるトルクや出力は最大トルクや最高出力よりも小さい値であり、通常走行時に最大トルクと最高出力が必要とされる頻度は低く、その時間も短い。従来は定常走行時のトルクや出力が小さいにも関わらず、使用頻度が低く短時間にしか用いられない最大トルクや最高出力を基準にして設計された大きな体格の電動機や電力変換器が用いられて来た。この一実施の形態では、電動機と電力変換器に対して適切な冷却を行うことによって、必要な最大トルクと最高出力を得ながら電動機と電力変換器の体格を小型化する。

10

【 0 0 5 0 】

図 1 1 (a) は従来の電動機の回転速度に対するトルク特性を示し、図 1 1 (b) は発明の一実施の形態の電動機 1 1 の回転速度に対するトルク特性を示す。いずれの電動機においても、回転速度が低い領域ではトルクを最大トルク以下に制限するトルク一定で使用し、回転速度が高い領域では出力を最高出力以下に制限する出力一定（換言すれば、回転速度の増加に応じてトルクを低減する）で使用する。図 1 1 (a) において、従来の電動機と電力変換器の体格は、発進時、加速時、登坂時などに必要な最大トルクと最高出力に基づいて決定されていた。

【 0 0 5 1 】

20

これに対し一実施の形態の電動機 1 1 と電力変換器 1 0 は、図 1 1 (b) に示すように、電動機 1 1 の回転速度とトルクで決まる作動領域を第一作動領域と第二作動領域に区分し、第一作動領域を、発進時、加速時、登坂時などの重負荷時を除く、平坦路をほぼ一定の速度で走行するときなどの定常走行時に必要な重負荷時よりも低い負荷のトルクと出力の作動領域とするとともに、第二作動領域を、定常走行時よりも大きなトルクと出力が必要な発進時、加速時、登坂時などの重負荷時のトルクと出力の作動領域とする。

【 0 0 5 2 】

図 1 1 (b) において、第二作動領域の破線で示す第二トルク線のトルクおよび第二出力線の出力は、図 1 1 (a) に示す従来の電動機の最大トルク線の最大トルクおよび最高出力線の最高出力と同等またはそれらより大きい。また、実線で示す第一作動領域と第二作動領域の境界線は、第二作動領域の第二トルク線のトルクよりも小さいトルクの第一トルク線と、第二作動領域の第二出力線の出力よりも低い出力の第一出力線を示す。

30

【 0 0 5 3 】

また、この一実施の形態では、電動機 1 1 と電力変換器 1 0 の冷却装置 1 2 の冷却能力を上記第一作動領域と第二作動領域とで異ならせ、トルクと出力が大きな第二作動領域における冷却能力を第一作動領域における冷却能力よりも高くする。第一作動領域においては、電動機 1 1 と電力変換器 1 0 により、図 1 1 (b) に実線で示す第一トルク線と第一出力線に囲まれた領域のトルクと出力を連続して発生させながら、電動機 1 1 と電力変換器 1 0 がそれぞれの上限温度を超過することがない冷却能力を発揮させるように、ファン 8 a とポンプ 7 を駆動制御する。この明細書では、第一作動領域における電動機 1 1 と電力変換器 1 0 の冷却モードを第一冷却モードと呼ぶ。

40

【 0 0 5 4 】

一方、第二作動領域では、電動機 1 1 と電力変換器 1 0 により、図 1 1 (b) に破線で示す第二トルク線と第二出力線に囲まれたハッチング領域のトルクと出力を短時間に発生させながら、電動機 1 1 と電力変換器 1 0 がそれぞれの上限温度を超過することがない冷却能力を発揮させるように、ファン 8 a とポンプ 7 を駆動制御する。この明細書では、第二作動領域における電動機 1 1 と電力変換器 1 0 の冷却モードを第二冷却モードと呼ぶ。

【 0 0 5 5 】

第一トルク線と第一出力線に囲まれた第一作動領域のトルクと出力は、電動車両の発進時、加速時、登坂時などの重負荷時に必要な大きなトルクおよび出力ではなく、平坦路を

50

ほぼ一定の速度で走行するときなどの定常走行時に必要な重負荷時よりも小さいトルクおよび出力であり、連続して発生させることができる代表的なトルクおよび出力である。つまり、第一トルク線のトルクは連続定格トルク、第一出力線の出力は連続定格出力である。

【 0 0 5 6 】

これに対し第二トルク線と第二出力線で囲まれた第二作動領域のトルクと出力は、電動車両の発進時、加速時、登坂時などの重負荷時に必要な定常走行時よりも大きなトルクおよび出力であり、短時間に発生させることができるトルクおよび出力である。つまり、第二トルク線のトルクは短時間定格トルク、第二出力線の出力は短時間定格出力である。

【 0 0 5 7 】

ここで、短時間とは、電動車両の発進時、加速時、登坂時などの重負荷時に定常走行時よりも大きなトルクおよび出力を発生させる必要がある代表的な時間である。また、電動機 11 の上限温度は電動機 11 の絶縁材料等の許容温度に基づいて決定し、電力変換器 10 の上限温度は電力変換用スイッチング素子等の許容温度に基づいて決定する。

【 0 0 5 8 】

図 1 2 は、第一作動領域における第一冷却モードと第二作動領域における第二冷却モードのファン 8 a とポンプ 7 の運転方法 (a) ~ (d) を示す。いずれの運転方法 (a) ~ (d) においても、第一冷却モードの冷却能力よりも第二冷却モードの冷却能力の方が高くなるようにファン 8 a および / またはポンプ 7 を運転し、第一冷却モードでは、上述した定常走行時の小さいトルクと出力を連続的に発生させながら、電動機 11 および電力変換器 10 をそれぞれの上限温度以下に保つようにファン 8 a とポンプ 7 を駆動制御し、第二冷却モードでは、発進時、加速時、登坂時などの重負荷時に必要な大きなトルクおよび出力を短時間に発生させながら、電動機 11 および電力変換器 10 をそれぞれの上限温度以下に保つようにファン 8 a とポンプ 7 を駆動制御する。

【 0 0 5 9 】

図 1 2 に示すファン 8 a とポンプ 7 の運転方法 (a) では、第一冷却モードでファン 8 a とポンプ 7 をそれぞれ所定速度で一定運転し、第二冷却モードではファン 8 a とポンプ 7 をそれぞれ最高速で最大運転するか、または電動機 11 で発生するトルクまたは出力に比例した冷却能力で運転する。運転方法 (b) では、第一冷却モードでファン 8 a とポンプ 7 をそれぞれ電動機 11 で発生するトルクまたは出力に比例した冷却能力となるように運転し、第二冷却モードではファン 8 a とポンプ 7 をそれぞれ最高速で最大運転する。

【 0 0 6 0 】

また、運転方法 (c) ではファン 8 a とポンプ 7 の運転方法を異ならせる。ファン 8 a は、第一冷却モードでは所定速度で一定運転し、第二冷却モードでは最高速で最大運転するか、または電動機 11 で発生するトルクまたは出力に比例した冷却能力で運転する。これに対しポンプ 7 は、第一冷却モードと第二冷却モードのいずれにおいても所定速度で一定運転する。同様に、運転方法 (d) においてもファン 8 a とポンプ 7 の運転方法を異ならせる。ファン 8 a は、第一冷却モードと第二冷却モードのいずれにおいても所定速度で一定運転する。これに対しポンプ 7 は、第一冷却モードで所定速度で一定運転し、第二冷却モードでは、最高速で最大運転するか、または電動機 11 で発生するトルクまたは出力に比例した冷却能力で運転する。

【 0 0 6 1 】

第一冷却モードと第二冷却モードにおけるファン 8 a とポンプ 7 の運転方法は、上述した図 1 2 に示す (a) ~ (d) の運転方法に限定されず、第一冷却モードの冷却能力よりも第二冷却モードの冷却能力の方が高くなるような運転方法であればよい。なお、運転方法の内、電動機 11 で発生するトルクまたは出力に比例した冷却能力でファン 8 a またはポンプ 7 を運転することによって、一定運転を行う場合に比べてファン 8 a およびポンプ 7 を効率よく運転することができる。

【 0 0 6 2 】

図 1 3 は一実施の形態の冷却モード選択制御を示すブロック図、図 1 4 は一実施の形態

10

20

30

40

50

の冷却モード選択制御プログラムを示すフローチャートである。これらの図により一実施の形態の冷却モード選択動作を説明する。コントローラ 15 の CPU 15c は、マイクロコンピュータのソフトウェア形態により図 13 に示す冷却モード選択制御ブロックを構成し、イグニッションキースイッチ(不図示)がオンしている間、図 14 に示す冷却モード選択制御プログラムを繰り返し実行する。

【 0063 】

ステップ 1 において、車速センサ 33 から車速信号を入力するとともに、アクセルセンサ 34 からアクセル開度信号を入力し、電動機 11 の出力要求値を計算する。アクセルペダルのアクセル開度は電動車両としてのトルク要求値に比例するから、アクセル開度をトルク要求値に換算して車速に乗算し、電動車両の駆動力要求値、すなわち電動機 11 の出力要求値を計算する。

10

【 0064 】

ステップ 2 では、トルク要求値と車速に応じた電動機 11 のトルクと回転速度で決まる動作点が、上述した第一作動領域内にあるか、または第二作動領域内にあるかを判定する。まず、電動車両としてのトルク要求値を変速機(不図示)の変速比により電動機 11 のトルクに換算するとともに、車速を変速機の変速比により電動機 11 の回転速度に換算し、電動機 11 のトルクと回転速度に応じた動作点を決定する。次に、電動機 11 の動作点が第一作動領域内にあるか、または第二作動領域内にあるかを判定し、判定結果の作動領域に応じた冷却モードを選択する。

20

【 0065 】

電動機 11 の動作点が第一作動領域内にある場合はステップ 4 へ進んで第一冷却モードを選択し、電動機 11 の動作点が第二作動領域内にある場合にはステップ 5 へ進んで第二冷却モードを選択する。ステップ 6 で、冷却モードの選択結果に応じて、ファン駆動装置 31 へファン 8a の第一冷却モードまたは第二冷却モードの動作指令を出力するとともに、ポンプ駆動装置 32 へポンプ 7 の第一冷却モードまたは第二冷却モードの動作指令を出力する。

【 0066 】

従来の電動車両用電動機と電力変換器は、図 11(a) に示す最大トルク線と最高出力線で囲まれる広い作動領域を一律の高い冷却能力で冷却を行いながら、最大トルク線の最大トルクと最高出力線の最高出力に基づいて電動機と電力変換器の体格を決定しているため、上述した定常走行時の小さなトルクと出力に応じた体格よりも大きな体格になっている。これに対し一実施の形態では、電動機 11 の作動領域を上述した定常走行時の小さなトルクと出力を発生する第一作動領域と、発進時、加速時、登坂時などの重負荷時に大きなトルクと出力を発生する第二作動領域とに分け、第二作動領域では第一作動領域における冷却能力よりも高い冷却能力で冷却を行うことによって、従来の最大トルク線と最高出力線(図 11(a) 参照)に相当する第二作動領域の第二トルク線と第二出力線(図 11(b) 参照)に基づいて電動機 11 と電力変換器 10 の体格を決定せず、それらよりも小さい第一作動領域の第一トルク線と第一出力線に基づいて電動機 11 と電力変換器 10 の体格を決定するようにしたので、電動機 11 と電力変換器 10 の体格を従来の体格よりも小さくすることができる。

30

40

【 0067 】

また、一実施の形態の冷却装置 12 によれば、効率の高い作動領域で電動機 11 を運転することができる。図 11 に示す電動機の回転速度に対するトルクの特性図には、電動機の運転効率を表す等効率線が示されている。従来は、図 11(a) に示すように、最大トルク線と最高出力線に基づいて電動機の体格を決定していたため、通常走行時に使用頻度の高い作動領域(図 11(a) の破線で囲まれた領域)、すなわち定常走行時の小さなトルクと出力の動作点は、効率の低い領域になっている。これに対し一実施の形態では、図 11(b) に示すように、定常走行時の第一トルク線と第一出力線に基づいて電動機 11 の体格を決定しているので、通常走行時に使用頻度の高い作動領域(図 11(b) の破線で囲まれた領域)、すなわち定常走行時の小さなトルクと出力の動作点は、従来よりも効率の高い

50

領域になっている。つまり、一実施の形態によれば、電動機 11 を従来よりも高い効率で運転することができ、消費電力を低減させることができる。

【0068】

さらに、一実施の形態によれば、大きなトルクと出力が必要な第二作動領域での電動機運転時のみ、ファン 8a とポンプ 7 による冷却能力を上げ、定常走行時の小さいトルクと出力が必要な第一作動領域での電動機運転時には、ファン 8a とポンプ 7 による冷却能力を下けているので、ファン 8a とポンプ 7 およびそれらの駆動装置 31、32 の体格の小型化と消費電力の低減が可能である。

【0069】

上述した一実施の形態とその変形例では、冷却装置 12 の冷却媒体として冷却水を用いた水冷システムの例を示したが、冷却媒体として油を用いた油冷システムとしてもよい。油冷システムでは、導電性が低い油の特性を利用して電動機内部を直接冷却する冷却機能に潤滑機能を兼ね備えた冷却装置 12 を構成することができる。

【0070】

以上のように、電子制御によって冷却能力を可変できる冷却装置 12 を、電力変換器 10 および電動機 11 と同一の弾性支持部材 21 によって車体骨格 22 に弾性支持することによって、冷却装置 12 の配管の長さを短縮できる上に、冷却媒体の容積と熱容量を低減できるため、冷却応答性の高い電気駆動システムを提供することができる。

【0071】

なお、上述した実施の形態とそれらの変形例において、実施の形態どうし、または実施の形態と変形例とのあらゆる組み合わせが可能である。

【0072】

上述した実施の形態とその変形例によれば以下のような作用効果を奏することができる。まず、車両を電動駆動する電動駆動部品（電力変換器 10 および電動機 11）と、電動駆動部品を冷却する冷却装置 12 とを備えた車両の電気駆動システムにおいて、電動駆動部品と冷却装置 12 を一体に構成し、弾性支持部材 12 を介して車両の車体フレーム 22 に取り付けようとしたので、車体フレーム 22 への電動機振動の伝搬を防止しながら冷媒循環路を短くすることができ、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【0073】

また、一実施の形態とその変形例によれば、冷却装置 12 に、電動駆動部品（電力変換器 10 および電動機 11）に冷却媒体を循環させる冷媒配管 19 と、冷却媒体と外気との間で熱交換を行う熱交換装置（中間熱交換器 6、圧縮機 1、室外熱交換器 4、減圧器（膨張弁）3 および冷媒配管 18、または室外熱交換器 4A）と、冷媒配管 19 を通して熱交換装置と電動駆動部品との間で冷却媒体を循環させるポンプ 7 と、熱交換装置に送風するファン 8a とを有し、電動駆動部品、冷媒配管 19、熱交換装置、ポンプ 7 およびファン 8a を車体フレーム 22 と異なるサブフレーム 23 に設置し、サブフレーム 23 を弾性支持部材 21 を介して車体フレーム 22 に取り付けようとしたので、車体フレーム 22 への電動機振動の伝搬を防止しながら冷媒循環路を短くすることができ、電気駆動システムの冷却応答性を向上させることができる。

【符号の説明】

【0074】

1；圧縮機、3；減圧弁（膨張弁）、4、4A；室外熱交換器（ラジエータ）、5；室内熱交換器、6；中間熱交換器、7；ポンプ、8a、8b；ファン、9a、9b；三方弁、10；電力変換器、11；電動機、12、12A；冷却装置、15；コントローラ、16；導風板、17；整流板、18；冷媒配管、19；冷却水配管、21；弾性体支持部材、22；車体フレーム（車体骨格）、23；サブフレーム、25；減速機、26；ドライブシャフト

10

20

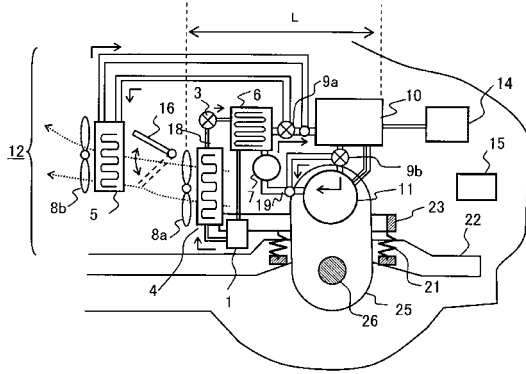
30

40

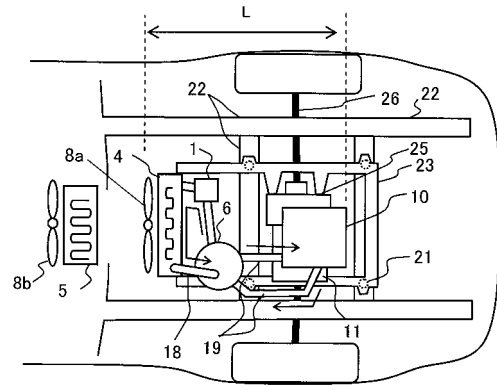
【図1】

【図2】

【図1】



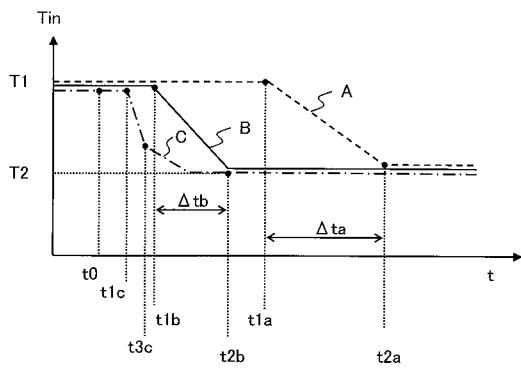
【図2】



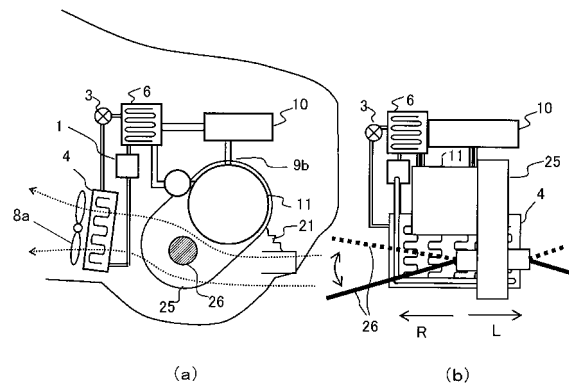
【図3】

【図4】

【図3】

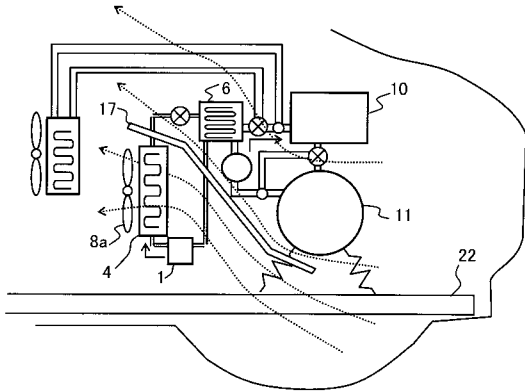


【図4】



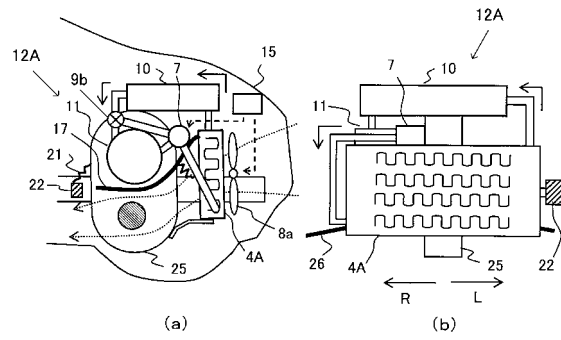
【図5】

【図5】



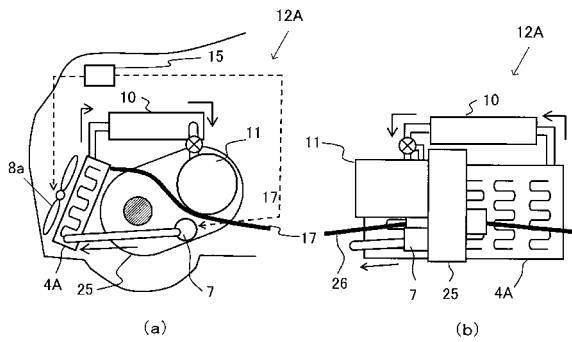
【図6】

【図6】



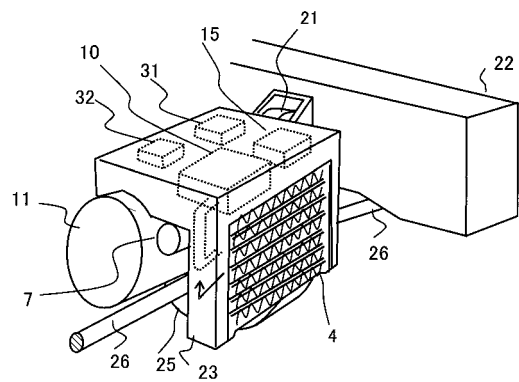
【図7】

【図7】



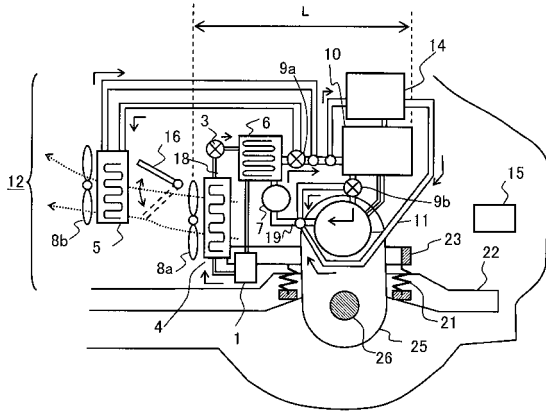
【図8】

【図8】



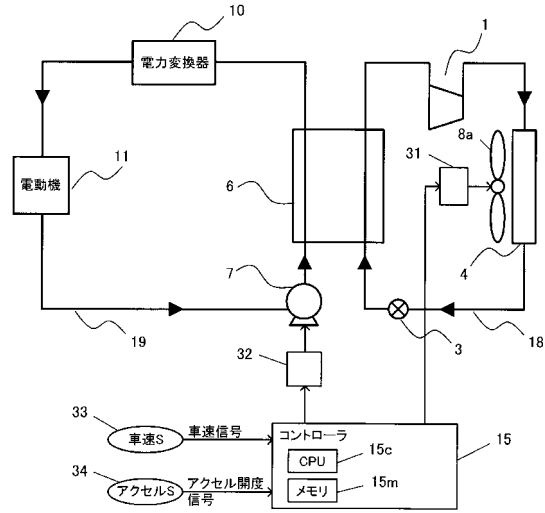
【図9】

【図9】



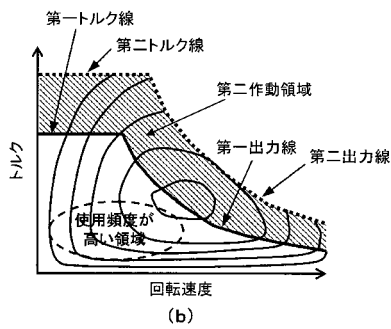
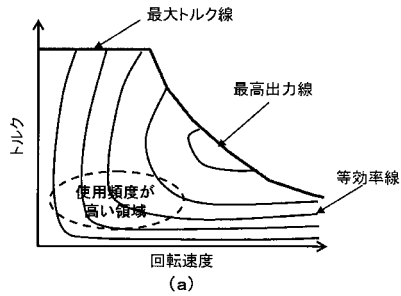
【図10】

【図10】



【図11】

【図11】



【図12】

【図12】

(a)

	第一冷却モード	第二冷却モード
ファン	一定運転	最大運転
ポンプ		or 電動機出力比例運転

(b)

	第一冷却モード	第二冷却モード
ファン	電動機出力比例運転	最大運転
ポンプ		

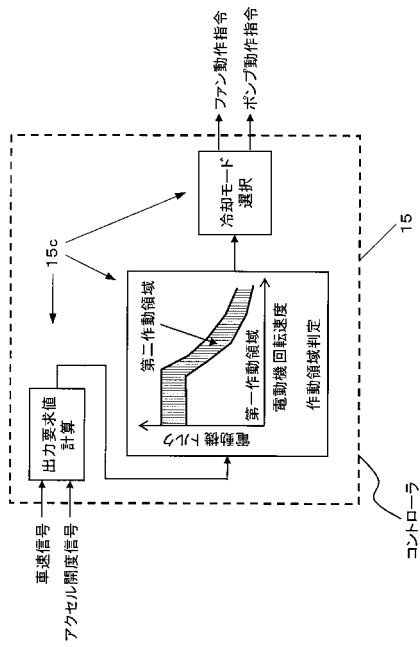
(c)

	第一冷却モード	第二冷却モード
ファン	一定運転	最大運転
ポンプ		or 電動機出力比例運転

(d)

	第一冷却モード	第二冷却モード
ファン	一定運転	
ポンプ	一定運転	最大運転
		or 電動機出力比例運転

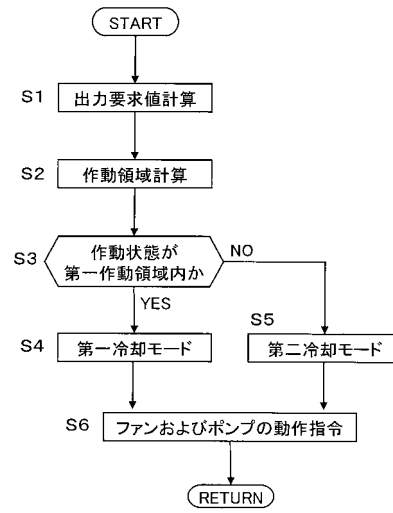
【図13】



【図13】

【図14】

【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 沢田 逸郎

茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株式会社日立製作所機械研究所内

審査官 三澤 哲也

(56)参考文献 特開2007-166804(JP,A)

実開昭58-142128(JP,U)

特開2008-105645(JP,A)

特開2009-126256(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60L 9/18

B60K 11/02

H02K 9/19