

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6705494号
(P6705494)

(45) 発行日 令和2年6月3日(2020.6.3)

(24) 登録日 令和2年5月18日(2020.5.18)

(51) Int.Cl.	F 1
F 16 K 11/076	(2006.01)
F 01 P 7/16	(2006.01)
F 01 M 5/00	(2006.01)
F 01 P 7/14	(2006.01)
F 16 K 11/076	Z
F 01 P 7/16	504 A
F 01 P 7/16	504 E
F 01 M 5/00	H
F 01 P 7/14	J

請求項の数 23 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2018-242127 (P2018-242127)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成30年12月26日(2018.12.26)	株式会社デンソー	
(62) 分割の表示	特願2015-118536 (P2015-118536)	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	
原出願日	平成27年6月11日(2015.6.11)	(74) 代理人	100080045
(65) 公開番号	特開2019-66046 (P2019-66046A)	弁理士 石黒 健二	
(43) 公開日	平成31年4月25日(2019.4.25)	(74) 代理人	100124752
審査請求日	平成31年1月16日(2019.1.16)	弁理士 長谷 真司	
		(72) 発明者	今阪 祐介 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 正由輝

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】バルブ装置および流体制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

弁体収容孔(13)およびこの弁体収容孔に対して径方向に配置され、流体を流通させる複数の通路部(14、14A、14B、14C)を有するハウジング(11)と、前記弁体収容孔に回動自在に収容され、前記通路部を開閉制御する弁体(12)とを含むロータリ式バルブ(10)、および、前記ロータリ式バルブに装着され、前記弁体を回動操作するアクチュエータ(20)を備えたバルブ装置(V)において、

前記ハウジングは、冷却水を冷却するラジエータ(R)および前記冷却水を車室内暖房の熱源とするヒータ(H)を迂回する冷却水流路(P2)と接続する第1ポート(33A)、前記ラジエータの配される冷却水流路(P3)と接続する第2ポート(33B)、ならびに、前記ヒータの配される冷却水流路(P4)と接続する第3ポート(33C)を有し、

前記ロータリ式バルブは、前記弁体の円筒部内に流体を導入する導入口(16B)と、この導入口と前記通路部とを接続する複数の弁穴(34、34A、34B、35、35A)とを備える弁部(30)を有し、

前記第3ポートが全開状態に保持されている場合に、前記第1ポートと前記第1ポートと連通する前記複数の弁穴の一つである第1開口穴(34A)の開口面積と前記第2ポートと前記第2ポートと連通する前記複数の弁穴の一つである第2開口穴(34B)の開口面積の一方の開口面積が増加すると他方の開口面積が減少するように前記弁部が回転することを特徴とするバルブ装置。

【請求項 2】

弁体収容孔(13)およびこの弁体収容孔に対して径方向に配置され、流体を流通させる複数の通路部(14、14A、14B、14C)を有するハウジング(11)と、前記弁体収容孔に回動自在に収容され、前記通路部を開閉制御する弁体(12)とを含むロータリ式バルブ(10)、および、前記ロータリ式バルブに装着され、前記弁体を回動操作するアクチュエータ(20)を備えたバルブ装置(V)において、

前記ハウジングは、冷却水を冷却するラジエータ(R)および前記冷却水を車室内暖房の熱源とするヒータ(H)を迂回する冷却水流路(P2)と接続する第1ポート(33A)、前記ラジエータの配される冷却水流路(P3)と接続する第2ポート(33B)、ならびに、前記ヒータの配される冷却水流路(P4)と接続する第3ポート(33C)を有し、

前記ロータリ式バルブは、前記弁体の円筒部内に流体を流通させる開口部(16B)と、この開口部と前記通路部とを接続する複数の弁穴(34、34A、34B、35、35A)とを備える弁部(30)を有し、

前記第3ポートが全開状態に保持されている場合に、前記第1ポートと前記第1ポートと連通する前記複数の弁穴の一つである第1開口穴(34A)の開口面積と前記第2ポートと前記第2ポートと連通する前記複数の弁穴の一つである第2開口穴(34B)の開口面積の一方の開口面積が増加すると他方の開口面積が減少するように前記弁部が回転し、前記第1開口穴と前記第2開口穴は、前記弁部の周方向に相互に離隔して形成されていることを特徴とするバルブ装置。

10

【請求項 3】

請求項1または請求項2に記載のバルブ装置において、

前記導入口または前記開口部から前記円筒部内に導入された流体が前記複数の弁穴を介して前記通路部へと送られることを特徴とするバルブ装置。

【請求項 4】

請求項1から請求項3のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第3ポートに前記冷却水を供給しない第1運転状態と、

前記第3ポートに前記冷却水を供給する第2運転状態とを備え、

前記第1運転状態は、前記第1ポートおよび前記第2ポートへ前記冷却水を供給しない閉弁状態と、

前記第1ポートへ前記冷却水を供給し、前記第2ポートへ前記冷却水を供給しない第1開弁状態と、

前記第1ポートおよび前記第2ポートへ前記冷却水を供給する第2開弁状態を有することを特徴とするバルブ装置。

20

【請求項 5】

請求項4に記載のバルブ装置において、

前記第2運転状態は、前記第1ポートへ前記冷却水を供給し、前記第2ポートへ前記冷却水を供給しない第4開弁状態と、

前記第1ポートおよび前記第2ポートへ前記冷却水を供給する第5開弁状態とを有することを特徴とするバルブ装置。

30

【請求項 6】

請求項5に記載のバルブ装置において、

前記第1運転状態は、前記第1ポートへ前記冷却水を供給せず、前記第2ポートへ前記冷却水を供給する第6開弁状態を有し、

前記第2運転状態は、前記第1ポートへ前記冷却水を供給せず、前記第2ポートへ前記冷却水を供給する第7開弁状態とを有することを特徴とするバルブ装置。

40

【請求項 7】

請求項4から請求項6のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第2運転状態は、前記第1ポートおよび前記第2ポートへ前記冷却水を供給しない第3開弁状態を有することを特徴とするバルブ装置。

50

【請求項 8】

請求項 1 から請求項 7 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第 3 ポートが全開状態に保持されている場合に、前記第 2 ポートと前記第 2 開口穴の開口面積が増加または減少するように前記弁部が回転することを特徴とするバルブ装置。

【請求項 9】

請求項 1 から請求項 8 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第 3 ポートが全開状態に保持されている場合に、前記第 2 ポートと前記第 2 開口穴の開口面積が全開状態から全閉状態になるように前記弁部が回転することを特徴とするバルブ装置。

10

【請求項 10】

請求項 1 から請求項 9 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第 3 ポートが全開状態に保持されている場合に、前記第 2 ポートと前記第 2 開口穴の開口面積が全開状態になるように前記弁部が回転することを特徴とするバルブ装置。

【請求項 11】

請求項 1 から請求項 10 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第 3 ポートが全開状態に保持されている場合に、前記第 2 ポートと前記第 2 開口穴の開口面積が全閉状態から全開状態になるように前記弁部が回転することを特徴とするバルブ装置。

20

【請求項 12】

請求項 1 から請求項 11 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第 3 ポートに前記冷却水を供給しない第 1 運転状態と、

前記第 3 ポートに前記冷却水を供給する第 2 運転状態とを備え、

前記第 1 運転状態と前記第 2 運転状態の少なくとも一方において、

前記第 1 ポートと前記第 1 開口穴の開口面積と前記第 2 ポートと前記第 2 開口穴の開口面積の一方の開口面積が増加すると他方の開口面積が減少するように前記弁部が回転する間、前記第 1 ポートと前記第 2 ポートとを流れる前記冷却水の水量の総和が一定であることを特徴とするバルブ装置。

【請求項 13】

請求項 1 から請求項 12 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第 3 ポートと連通する前記複数の弁穴の一つである第 3 開口穴 (35A) は長穴状開口穴であることを特徴とするバルブ装置。

30

【請求項 14】

請求項 1 から請求項 13 のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記ハウジングは、前記ロータリ式バルブ内に冷却水を導入するための共通流路部 (15) を有し、

前記弁体は、円筒部 (16) と回転軸 (17) を有し、

前記円筒部は、一端側に閉塞部 (16A) と他端側に開口部 (16B) を有し、前記開口部 (16B) と共通流路部 (15) とが連通することを特徴とするバルブ装置。

【請求項 15】

請求項 6 に記載のバルブ装置において、

前記第 2 運転状態は、前記第 1 ポートおよび前記第 2 ポートへ前記冷却水を供給しない第 3 開弁状態を有し、

前記弁体の回転により、前記第 6 開弁状態、前記第 2 開弁状態、前記第 1 開弁状態、前記閉弁状態、前記第 3 開弁状態、前記第 4 開弁状態、前記第 5 開弁状態、および、前記第 7 開弁状態が、この順序で実現されることを特徴とするバルブ装置。

40

【請求項 16】

請求項 13 に記載のバルブ装置において、

前記第 1 開口穴と前記第 2 開口穴は、前記弁部の周方向に相互に離隔して形成されており、かつ、回転軸方向における相互に重複する位置関係にあり、

50

前記第3開口穴は、回転軸方向に前記第1開口穴および前記第2開口穴から離れた位置にあり、

前記第3開口穴の前記弁体における周方向の長さは、前記第1開口穴および前記第2開口穴より長く形成されていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項17】

請求項16に記載のバルブ装置において、

前記弁体は、前記アクチュエータにより時計回り(T1)と反時計回り(T2)との2方向に回動操作されるものであり、

前記弁体の時計回りの回動による前記第1ポートまたは前記第2ポートの開弁開始位置(S2)と、前記弁体の反時計回りの回動による前記第3ポートの開弁開始位置(S1)とが、周方向において相互に離隔して設けられていることを特徴とするバルブ装置。

10

【請求項18】

請求項1から請求項17のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記弁体の周方向における前記複数の弁穴の端部は、軸方向に延びていることを特徴とするバルブ装置。

【請求項19】

請求項1から請求項18のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第3ポートが閉弁状態から開弁状態となるのに要する前記弁体の回動角度は、

前記第1ポートが閉弁状態から開弁状態となるのに要する前記弁体の回動角度よりも小さいことを特徴とするバルブ装置。

20

【請求項20】

請求項1から請求項19のいずれかに記載のバルブ装置において、

前記第3ポートが閉弁状態から開弁状態となるのに要する前記弁体の回動角度は、

前記第2ポートが閉弁状態から開弁状態となるのに要する前記弁体の回動角度よりも小さいことを特徴とするバルブ装置。

【請求項21】

請求項1から請求項20に記載のバルブ装置において、

前記弁体は、前記アクチュエータにより時計回り(T1)と反時計回り(T2)との2方向に回動操作されるものであることを特徴とするバルブ装置。

30

【請求項22】

請求項1から請求項21に記載のバルブ装置において、

冷却水を冷却するラジエータ(R)および前記冷却水を車室内暖房の熱源とするヒータ(H)を迂回する冷却水流路(P2)に潤滑油と熱交換させる熱交換器が配されることを特徴とするバルブ装置。

【請求項23】

請求項1から請求項22に記載のバルブ装置において、

前記ハウジングは、前記ロータリ式バルブ内に冷却水を導入するための共通流路部(15)を有し、

前記弁体は、円筒部(16)と回転軸(17)を有し、

前記円筒部は、一端側に閉塞部(16A)と他端側に開口部(16B)を有し、

前記共通通路部と前記開口部とは前記弁部の回転位置に関わらず連通し、

前記共通通路部は前記円筒部の側面と対向していないことを特徴とするバルブ装置。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、流体が流れる流路に介装されて、流路の開閉制御を行なうバルブ装置、とりわけ、ロータリ式バルブを用い、複数の流路を開閉制御するバルブ装置と、当該バルブ装置を組み込んだ流体制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

50

〔従来の技術〕

ロータリ式バルブを用いたバルブ装置は、従来より種々の構成のものが実用に供されているが、その代表例として知られているものに、例えば特許文献1に記載のごときバルブ装置がある。

【0003】

ここで、かかるバルブ装置には、次のごとき構造のロータリ式バルブが用いられているのが一般的である。このロータリ式バルブは、ポートを有するハウジングとこのハウジングに回動自在に収納され、上記ポートを開閉する円筒状の弁体とを備え、この弁体を回動操作することによって、弁体側の弁穴としての開口穴とハウジング側のポートとしての開口穴とが開口する面積（以下、「開口面積」または「流通面積」という。）を増減させ、流路を開閉制御する基本構造である。

10

【0004】

ところで、自動車のごときエンジン駆動の車両においては、エンジンの冷却水を有効活用するために複数の冷却水流路を張り廻らして構成された冷却制御装置（流体制御装置の代表例）が搭載されている。この冷却制御装置には、複数の冷却水流路を開閉制御する手段として、ロータリ式バルブを用いたバルブ装置が有用されている。そして、このバルブ装置は、複数のロータリ式バルブと、各ロータリ式バルブ毎に装着され、当該バルブを適宜回動操作させて多様な開閉制御を可能にするアクチュエータとを備えた複合型構成のバルブ装置となっている。

【0006】

20

車両においては、冷却水が関係する運転状態として、ヒータを使用しない「第1の運転状態」と、寒冷時のごとくヒータを使用する「第2の運転状態」との2つの運転状態に大別される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0009】

【特許文献1】特開2002-327851号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

30

本発明は上記の事情に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、運転状態に応じて、エンジンの冷却水を冷却制御装置で適切にコントロールすることができるバルブ装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0011】

〔請求項1の手段〕

請求項1に記載の発明（バルブ装置）は、弁体収容孔および弁体収容孔に対して径方向に配置され、流体を流通させる複数の通路部を有するハウジングと、弁体収容孔に回動自在に収容され、通路部を開閉制御する弁体とを含むロータリ式バルブ、および、ロータリ式バルブに装着され、弁体を回動操作するアクチュエータとを備えている。

40

【0012】

ここで、ハウジングは、冷却水を冷却するラジエータおよび冷却水を車室内暖房の熱源とするヒータを迂回する冷却水流路と接続する第1ポート、ラジエータの配される冷却水流路と接続する第2ポート、ならびに、ヒータの配される冷却水流路と接続する第3ポートを有している。

【0013】

また、ロータリ式バルブは、弁体の円筒部内に流体を導入する導入口と、導入口と通路部とを接続する複数の弁穴とを備える弁部を有している。

【0014】

そして、第3ポートが全開状態に保持されている場合に、第1ポートと第2ポートと連

50

通する複数の弁穴の一つである第1開口穴の開口面積と第2ポートと第2ポートと連通する複数の弁穴の一つである第2開口穴の開口面積の一方の開口面積が増加すると他方の開口面積が減少するように弁部が回転する。

【0015】

これにより、本発明においては、運転状態に応じて、エンジンの冷却水を冷却制御装置で適切にコントロールすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】本発明のバルブ装置を組み込んだ流体制御装置の代表的な適用例として、車両用エンジンの冷却制御装置の一例の説明に供するもので、システム全体の概略構成図である（実施例1）。

10

【図2】本発明のバルブ装置の第1実施形態の説明に供する模式的縦断面図である（実施例1）。

【図3】上記バルブ装置におけるロークリ式バルブの開口穴の形状説明に供するもので、（a）、（b）、（c）は開口穴の形状を異ならせた弁体の模式的外観図である。

【図4】上記バルブ装置におけるロークリ式バルブの主要な動作説明に供するもので、（a）、（b）、（c）は時計回りの回動操作時における弁部の開閉状態を示す模式的断面図である（実施例1）。

【図5】上記バルブ装置におけるロークリ式バルブの主要な動作説明に供するもので、（a）、（b）、（c）、（d）は反時計回りの回動操作時における弁部の開閉状態を示す模式的断面図である（実施例1）。

20

【図6】上記ロークリ式バルブの全開口穴の開閉タイミングと開閉条件についての動作説明に供する特性図である（実施例1）。

【図7】ロークリ式バルブに設ける開口穴形状の相違による制御機能を説明するための特性図である。

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、本発明を実施するための最良の形態を、図面に示す実施例にしたがって詳細に説明する。なお、各図において、図中の同一符号は、同一または均等部分を示しており、原則として重複説明を省略する。

30

【実施例】

【0019】

〔実施例1〕

本実施例では、本発明のバルブ装置および流体制御装置の代表的な適用例として、特に、車両用エンジンの冷却制御装置を例示している。

まずは、当該冷却制御装置の全体構成を図1に基づいて概説する。

【0020】

図1に示すように、冷却制御装置100は、制御対象として取り扱う流体がエンジンEの冷却水であり、この冷却水に関係する構成機器として、ウォータポンプW、オイルクーラーO、ラジエータR、およびヒータHを含んでおり、これらの機器を複数本（本実施例では4本）の冷却水流路P1～P4で連結している。そして、これらの冷却水流路P1～P4を開閉制御する手段として、バルブ装置Vを備えている。

40

【0021】

ウォータポンプWは、一般的には電動ポンプが用いられており、エンジンEのシリンダプロックE1およびシリンダヘッドE2を冷却するために冷却水を供給するとともに、冷却水流路P1～P4を介して上記の各機器O、R、Hに冷却水を循環させるための動力源である。

オイルクーラーOは、冷却水を媒体としてエンジンEの潤滑油と熱交換させるための熱交換器であり、ラジエータRは、冷却水を冷却するための熱交換器であり、ヒータHは、冷却水を熱源として車室内暖房をするための熱交換器である。

50

【0022】

バルブ装置Vは、上記の各機器への冷却水を制御するために、4本の冷却水流路P1～P4の間に介装されている。

冷却水流路P1は、エンジンEからの冷却水をバルブ装置Vに導く流路であり、冷却水流路P2は、冷却水をオイルクーラOに供給するための流路であり、冷却水流路P3は、冷却水をラジエータRに供給するための流路であり、冷却水流路P4は、冷却水をヒータHに供給するための流路である。以下、これらの冷却水流路を、それぞれ第1流路P1、第2流路P2、第3流路P3、第4流路P4と呼称する。

【0023】

〔バルブ装置Vの基本構成〕

10

次に、バルブ装置Vの具体的な構造について、図2および図4(a)を参照しながら順次説明する。

なお、以下の説明では、図の上側および下側を、便宜上「上方、上段」および「下方、下段」と呼称するが、かかる呼称は車両搭載時における天方向および地方向を意味しているものではない。

【0024】

バルブ装置Vは、大別すると、ロータリ式バルブ10、および、このロータリ式バルブ10を回動操作するアクチュエータ20で構成されている。

【0025】

ロータリ式バルブ10(以下、単に、バルブ10と略称する。)は、ハウジング11と弁体12を主要構成部品とし、内部に弁部30を有している。

20

【0026】

ハウジング11は、バルブ10の外筐をなすもので、実質的に円柱状孔を呈する弁体収容孔13、およびこの弁体収容孔13に対して径方向に配置され、異なる機器に冷却水を流通させる通路部14を備えている。

この通路部14は、第2～第4流路P2～P4に対応する3つの通路部14A、14B、14Cで構成され、このうち、2つの通路部14A、14Bが一段目をなす下段側に、残余の1つの通路部14Cが2段目をなす上段側にそれぞれ配設されている。

また、ハウジング11には、第1流路P1に接続され、冷却水を当該バルブ10内に導入するための共通流路部15が設けられている。

30

【0027】

弁体12は、ハウジング11の弁体収容孔13に回動自在に収納され、前述の通路部14(14A～14C)を開閉制御するもので、全体として円筒状を呈している。そして、弁体12は、円筒部16と回動軸17とを有しており、回動軸17でハウジング11に回動自在に支承されている。

円筒部16は、上端側に閉塞部16Aを有し下端側に開口部16Bを有する縦断面逆U字形をなしており、閉塞部16Aで回動軸17に固定されている。そして、下端側の開口部16Bが、ハウジング11の共通流路部15と連通し、円筒部16内に冷却水を導入する導入口をなしている。なお、以下の説明では便宜上、この開口部16Bを、円筒部16の内部空間の総称としても使用することがある(図3～図5参照)。

40

また、円筒部16には、後述する弁部30の要の構成要素をなす弁穴(下段側開口穴18および上段側開口穴19)が設けられている。

【0028】

弁部30は、冷却水導入口(円筒部16の開口部16B)とハウジング11の通路部14との間を開閉するもので、ハウジング11と弁体12との間に構築された2つの弁部31、32を備えている。この2つの弁部31、32は、図3に示す弁体12側の外観で代表されるように、ハウジング11側と弁体12側との摺接面が曲面状に形成された所謂ボール弁構造をなしており、弁体12の回動軸線方向に沿って上下の2段に連なって配設されている。なお、下段側を第1弁部31、上段側を第2弁部32と呼称する。

【0029】

50

下段側の第1弁部31は、2つの流路を開閉するものであり、ハウジング11側のポート33として設けられた2つの第1ポート33Aおよび第2ポート33Bと、この第1ポート33Aおよび第2ポート33Bを開閉するために弁体12側に設けられた第1弁穴34とを備えている。

第1ポート33Aおよび第2ポート33Bは、ハウジング11の弁体収容孔13の内壁面に設けられ、下段側の2つの通路部14A、14Bの開口端を形成しており、弁体12（円筒部16）を挟んで対向するように配置されている。

また、第1弁穴34は、前述した下段側開口穴18のことで、2つの開口穴（第1開口穴34Aおよび第2開口穴34B）で構成され、弁体12の円筒部16に対してこれを貫通するとともに周方向に延展して形成されている。

なお、第1開口穴34Aおよび第2開口穴34Bは、円筒部16の円周方向に相互に離隔して形成されており、第1ポート33Aおよび第2ポート33Bと開閉する

【0030】

上段側の第2弁部32は、1つの流路を開閉するものであり、ハウジング11側に別のポート33として設けられた第3ポート33Cと、この第3ポート33Cを開閉するために弁体12側に設けられた第2弁穴35とを備えている。

第3ポート33Cは、ハウジング11の弁体収容孔13の内壁面に設けられ、上段側の残余の通路部14Cの開口端を形成している。

また、第2弁穴35は、前述した上段側開口穴19のことで、1つの長穴状開口穴35Aで構成されており、弁体12の円筒部16に対してこれを貫通するとともに周方向に幅広く（広角度に）延展して形成されている。

【0031】

なお、弁部30は、上述ごとく、多数の開口穴を備えている。つまり、第1弁部31は、弁体12側の第1弁穴34をなす第1開口穴34Aおよび第2開口穴34Bと、ハウジング11側の第1ポート33A、第2ポート33Bをなす開口穴とを有している。第2弁部32は、弁体12側の第2弁穴35をなす長穴状開口穴35Aとハウジング11側の第3ポート33Cをなす開口穴とを有している。これらの開口穴は、いずれも、開口穴の回動方向に対する展開形状が四角形を呈している。かかる形状の詳細については、弁体12側を代表にして後述する。

【0032】

アクチュエータ20は、図示しないコントローラ（例えば、車両の運転状態を制御する電子制御装置に組み込まれたECU）からの指令を受け、バルブ10の弁体12を時計周りと反時計周りとの2方向に回動操作するもので、弁体12の回動軸17に連結されている。

なお、このようなアクチュエータ20には、限定するものではないが、例えば、駆動源をなす正逆転可能なモータと、このモータの回転を減速して回動軸17に伝達する減速歯車装置とで構成される一般的な駆動機構を用いることができる。

【0033】

〔バルブ装置Vの基本作動〕

次に、上記構成において、バルブ装置Vの基本作動を説明する。

【0034】

車両においては、冷却水が関係する運転状態として、ヒータHを使用しない〔第1の運転状態〕と、寒冷時のごとくヒータHを使用する〔第2の運転状態〕との2つの運転状態に大別される。そして、それぞれの運転状態に応じて、エンジンEの冷却水を冷却制御装置100で適切にコントロールすることになる。

【0035】

〔第1運転状態〕

この運転状態での冷却制御装置100の使命は、第1流路P1と第2流路P2および第3流路P3とを連通させ、エンジンEの冷却水をウォータポンプWによりオイルクーラOおよびラジエータRへ流通させるとともに、第1流路P1と第4流路P4とを遮断し、冷

却水がヒータHへ流通しないようにすることにある。

そのため、バルブ10は、第1弁部31が開弁して2つの流路部14A、14Bを開閉制御するとともに、第2弁部32が閉弁し、残余の流路部14Cを遮断している。

つまり、第1弁部31では、弁体12の第1弁穴34とハウジング11の第1ポート33Aおよび第2ポート33Bとが重合しその開口面積を変化させることで、弁体12の開口部16Bから円筒部16内に導入される冷却水をオイルクーラOおよびラジエータRへ流通させる。第2弁部32では、弁体12の第2弁穴35（長穴状開口穴35A）がハウジング11の第3ポート33Cと一切重合せず、円筒部16内に導入された冷却水を第3ポート33Cへは一切供給しないため、ヒータHへ冷却水が送られることはない。

【0036】

10

〔第2運転状態〕

この運転状態での冷却制御装置100の使命は、第1流路P1とすべての循環流路である第2流路P2～第4流路P4とを連通させ、エンジンEの冷却水をオイルクーラOおよびラジエータRに加え、ヒータHへも循環させるようになることがある。

そのため、バルブ10は、第1弁部31が開弁して2つの流路部14A、14Bへの冷却水量を制御するとともに、第2弁部32も開弁して残余の流路部14Cへの冷却水量を制御する。

つまり、第1弁部31では、弁体12の第1弁穴34とハウジング11の第1ポート33Aおよび第2ポート33Bとの開口面積を変化させることで、弁体12の開口部16Bから円筒部16内に導入される冷却水をラジエータRおよびオイルクーラOへ流通させる。同時に、第2弁部32では、弁体12の第2弁穴35がハウジング11の第3ポート33Cと重合するため、その開口面積を変化させることで、円筒部16内に導入された冷却水をヒータHへも供給する。

20

【0037】

〔実施例1の特徴点1〕

ここで、上記の2つの運転状態に適合する冷却水制御を実行させるためには、バルブ10に構築する弁部30の構造を工夫する必要がある。かかる弁部構造の一例を図4および図5も参照しながら概説する。

【0038】

30

図4および図5において、第1弁部31と第2弁部32との関係は、上記〔第1運転状態〕を矢印T1のごとく時計回りの回動操作で実行し、上記〔第2運転状態〕をその逆の矢印T2のごとく反時計回りの回動操作で実行できることが望ましい。

そのためには、第1弁部31では、時計回りT1、反時計回りT2の両回動方向でオイルクーラOおよびラジエータRへの流路を開閉制御することができるようになるとともに、第2弁部32は、例えば反時計回りT2のみの1回動方向でヒータHへの流路を開閉制御できるようにすることが肝要となる。

【0039】

したがって、第1弁部31では、弁体12の第1弁穴34として第1開口穴34Aと第2開口穴34Bとの2つの穴が、円筒部16に対して周方向に離隔して設けられている。そして、この2つの開口穴34A、34Bが、ハウジング11側の2つのポート33A、33Bに対して、時計回りT1と反時計回りT2との両回動方向でそれぞれ異なるポートと重合し開閉するようになっている。

40

また、第2弁部32では、弁体12の第2弁穴35として1つの長穴状開口穴35Aが円筒部16に設けられている。特に、この長穴状開口穴35Aは、反時計回りT2のみの1回動方向で、ハウジング11側の第3ポート33Cと長く連通し、ヒータH用の流路P4を全開状態に保持できるように、周方向に広い回動角度範囲（例えば180°）にわたって形成されている。

【0040】

上記構成の弁部構造によれば、各運転状態毎に次のような制御機能が得られる。

【0041】

50

〔第1運転状態〕では、バルブ10を時計回りT1に回動操作することで、第1弁部31および第2弁部32に図4に示すごとき動作が得られる。図4において、(a)は回動開始前の閉弁状態、(b)は第1の開弁状態、(c)は第2の開弁状態を示している。

【0042】

まず、第1弁部31は、閉弁状態(a)から時計回りT1に回動すると、弁体12の第1開口穴34Aとハウジング11の第1ポート33Aとが重合し始め、その開口面積が全開まで増加していく第1の開弁状態(b)に移行する。これにより、オイルクーラO用の第2流路P2が形成される。そして、全開に達した後に弁体12の第2開口穴34Bとハウジング11の第2ポート33Bとが重合し始め、その開口面積が増加していく第2の開弁状態(c)に移行する。これにより、ラジエータR用の第3流路P3が形成される。なお、この第2の開弁状態では、両開口穴34A、34Bと両ポート33A、33Bとの開口面積が反比例するものの、共に開弁している。よって、オイルクーラO用の第2流路P2、ラジエータR用の第3流路P3が共に形成される。

【0043】

これに対し、第2弁部32は、弁体12の第2弁穴35が長穴状開口穴35Aであるものの、ハウジング11の第3ポート33Cとは一切重合しないため、閉弁状態のままである。したがって、ヒータH用の第4流路P4は形成されない。

かくして、バルブ10を時計回りT1に回動操作することで、冷却制御装置100において〔第1運転状態〕に適合した冷却水制御機能を得ることができる。

【0044】

次に、〔第2運転状態〕では、バルブ10を反時計回りT2に回動操作することで、第1弁部31に加え、第2弁部32にも開弁機能を発揮させることにより、図5に示すごとき動作が得られる。図5において、(a)は回動開始前の閉弁状態、(b)は第3の開弁状態、(c)は第4の開弁状態、(d)は第5の開弁状態を示している。

【0045】

まず、バルブ10は、反時計回りT2に回動操作されると第2弁部32が開弁し始め、第3の開弁状態(b)に示す全開状態へと移行する。つまり、弁体12の第2弁穴35(長穴状開口穴35A)とハウジング11の第3ポート33Cとが重合し始め、長穴状開口穴35Aが第3ポート33Cと完全に重合する。この間、第1弁部31は、閉弁状態を持続する。

そして、第2弁部32は、開口穴35Aが長穴状に形成されており、全開状態に達した後も全開状態を持続する。よって、第4開弁状態(c) 第5開弁状態(d)へと開弁状態が移行しても、全開状態のままである。これにより、ヒータH用の第4流路P4が形成され続ける。

【0046】

これに対し、第1弁部31側では、第2弁部32が全開に達した後に開弁し始める第3の開弁状態(b)へ移行し、第4、第5の開弁状態(c)、(d)へと順次移行する。つまり、第3の開弁状態(b)では、弁体12の第2開口穴34Bとハウジング11の第1ポート33Aとが重合し始め、その開口面積が全開まで増加していく第4の開弁状態(c)に移行する。この開弁状態は、図4の第1開弁状態(b)と等価であり、オイルクーラO用の第2流路P2が形成される。

【0047】

その後に弁体12の第1開口穴34Aとハウジング11の第2ポート33Bとが重合し始め、その開口面積が増加していく第5の開弁状態(d)に移行する。この開弁状態は、図4の第2開弁状態(c)と等価であり、ラジエータR用の第3流路P3が形成される。なお、この第5状態(d)では、両開口穴34A、34Bと両ポート33A、33Bとの開口面積が反比例するものの、共に開弁しているため、オイルクーラO用の第2流路P2と、ラジエータR用の第3流路P3が共に形成される。

かくして、バルブ10を反時計回りT2に回動操作することで、冷却制御装置100において〔第2運転状態〕に適合した冷却水制御機能を得ることができる。

10

20

30

40

50

【0048】

〔実施例1の特徴点2〕

また、上記の2つの運転状態に対して実用的に適合させるためには、制御上次の3つの条件がバルブ10に課せられる。

第1には、開閉タイミングが近い弁部においては開弁開始位置の間隔（回動角に相当する）にできるだけ余裕を持たせること（以下、「余裕度条件」と呼ぶ）。

つまり、各構成部品には製作誤差、交差等による寸法のバラツキが必然的に伴なうことから、このバラツキを吸収するためには、上記間隔に余裕度を必要とする。

第2には、複数の機器に対して冷却水を熱媒体として有効活用するための開弁順序に制約が伴なうこと（以下、「開弁順序条件」と呼ぶ）。

例えば、ラジエータRへの流路は冷却水を冷却させるためであることから、最後に開弁させることが望ましい。

第3には、配管の関係でオイルクーラOとラジエータRとに流れる冷却水量の総和を一定にすること（以下、「流量一定条件」と呼ぶ）。

【0049】

本実施例で用いるバルブ10は、上記の3条件を満足するものであり、以下、かかる3条件を如何に満足するかのメカニズムについて、バルブ10の全開口穴の開閉タイミングと開閉条件を示す図6を参照しながら概説する。

【0050】

図6において、横軸は、弁体12の回動角度X〔°〕を示しており、0°を基点として左側のマイナス(-)表示が「時計回りT1」に回動した場合、右側の数値表示のみが「反時計回りT2」に回動した場合をそれぞれ表している。縦軸は、各弁部の開弁率Y〔%〕を示しており、0%が「全閉状態」、100%が「全開状態」を表している。

そして、実線の特性がヒータH用の開弁特性V1、破線の特性がオイルクーラO用の開弁特性V2、1点鎖線の特性がラジエータR用の開弁特性V3を、それぞれ示している。

【0051】

上記図6から明らかなように、本実施例のバルブ10は、時計回りT1の回動方向で開弁特性V2、V3を順次発揮し、反時計回りT2の回動方向で開弁特性V1～V3を順次発揮するように設定されている。

そして、第1には、時計回りT1の開弁特性V2の開弁開始位置S2と反時計回りT2の開弁特性V1の開弁開始位置S1とが重なることがないように、両位置S1、S2間に所要の間隔（回動角）が設定されている。また、反時計回りT2において、開弁特性V2の開弁開始位置S3と開弁特性V1の開弁終了位置F1とが重なることがないように、両位置S3、F1間に所要の間隔（回動角）が設定されている。かくして、第1の「余裕度条件」を満足している。

【0052】

また、第2には、時計回りT1において、2つの開弁特性が特性V2、V3の順で発揮されるとともに、反時計回りT2において、3つの開弁特性が特性V1、特性V2、特性V3の順で発揮されるように設定されている。したがって、〔第1運転状態〕では、オイルクーラO、ラジエータRの順で冷却水が流れ、〔第2運転状態〕では、ヒータH、オイルクーラO、ラジエータRの順で冷却水が流れる。かくして、第2の「開弁順序条件」を満足している。

さらに、第3には、時計回りT1、反時計回りT2の両回動方向において、開弁特性V2と開弁特性V3とが、開弁率Yが反比例するように交差している。したがって、オイルクーラOとラジエータRとを流れる冷却水の流量の総和は一定となる。かくして、第3の「流量一定条件」を満足している。

【0053】

〔実施例1の特徴点3〕

この特徴点3は、上記の特徴点1、2を効果的に実現するための基礎をなすもので、弁部30に設ける開口穴の形状を工夫し、各開口穴の回動方向に対する展開形状を四角形に

した点にある。

【0054】

本実施例では、すべての開口穴を四角形状に形成しており、弁体12側を代表して図3により補足説明する。

弁体12において、第1、第2の弁穴34、35に設ける開口穴は、いずれも、図3(b)、(c)に示す橜円形状の丸穴34C、長穴35Bや真円形状の穴34D、35Cではなく、図3(a)に示すごとき四角形状、とりわけ、その代表形である四隅がピン角(直角)を有する四角形にしている。そして、第2の弁穴35は、回動角度範囲(開口角)を大きく必要とする長穴であるため、長方形形状の長穴35Aに形成せざるを得ないが、第1の弁穴34は、2つの開口穴の回動角度範囲(開口角)がいずれも小さいため、第1開口穴34Aおよび第2開口穴34Bを共に正方形に形成することができる。もっとも、第2の弁穴35側においても、長方形形状長穴35Aとはいえ、全閉から全開に至る回動範囲XAの領域を正方形にすることができる。

なお、ハウジング11側のポート33A～33Cは、図示を省略しているが、いずれも同一形状でかつ小さな開口角で良いため、四角形として、いずれも、第1開口穴34Aおよび第2開口穴34Bと同様に正方形に形成することができる。

【0055】

本実施例の矩形状開口穴が優れた制御機能を発揮することについて、図7を参照しながら説明する。

【0056】

図7は、弁部30に設ける開口穴の展開形状を種々変更して、同一の最大流通面積を確保するための開弁側特性を比較したものである。かかる図7は、全閉状態(Y=0%)から全開状態(Y=100%)に至るまでの開弁側特性を、3種の展開穴形状について対比しており、特性Aは図3(a)の四角形状にした場合、特性Bは図3(b)の回動軸線方向に長軸を有する橜円形状にした場合、特性Cは図3(c)の真円形状にした場合をそれぞれ示している。

【0057】

図7から明らかなように、橜円形状および真円形状の場合には、回動角度Xに応じてハウジング11側のポート33A～33Cと重合する穴形状が変化し、単位回動角あたりの開口面積が小 大 小と変化していくため、広範囲の回動角度Xb、Xcにわたって開弁率Yが緩やかに増大していく特性B、Cが得られる。

これに対し、矩形状の場合には、回動角度Xに応じてハウジング11側のポート33A～33Cと重合する形状の変化が一定で、単位回動角あたりの開口面積が一定量で増大していくため、小さい回動角度Xaで全開状態(Y=100%)に到達する直線的な特性Aが得られる。

【0058】

本実施例の弁部30には開弁側特性として上記特性Aを発揮するようにしているため、制御機能上次のごとき利点が得られる。

〔利点1〕

開口穴1つ当たりの円周方向スペース、つまり、全閉状態(Y=0°)～全開状態(Y=100°)に要する回動角度Xaを小さくすることができ、弁体12(円筒部16)の1回転(360°)を有効活用して、複数の開口穴を開閉させることができる。

また、小さな回動角度Xaは、時間軸に換算すると開閉に要する時間を短縮できるため、制御スピードを高めることができる。

〔利点2〕

円筒部16の円周方向に複数の開口穴を容易に設けることにより、弁部30を時計回りT1と反時計回りT2との両方向に回動させて流路を制御することが可能となる。

また、弁部30を多段構造に構築しても、「余裕度条件」を満足し、各段部31、32の開弁開始位置がオーバーラップする事態を回避することができる。

10

20

30

40

50

【0059】

〔実施例1の効果〕

上述した実施例1によるバルブ装置Vにおいては、次のような作用効果を奏する。

【0060】

(1) ロータリ式のバルブ10において、特徴点3として詳説したように、弁部30の開口穴の形状を工夫している。具体的には、第1弁部31および第2弁部32において、弁体12側およびハウジング11側に設けるすべての開口穴を、開口穴の回動方向に対する展開形状が四角形を呈するようにしている。

四角形状の開口穴は、単位回動角あたりの開口面積変化量が一定で、小さい回動角度で大きな流通面積を確保することが可能となるため、1回転(360°)を有効活用して異なる流路の開閉制御を実行させることができる。したがって、バルブ10の径方向寸法を小さくすることが可能である。10

(2) 特に、四隅がピン角(直角)の四角形にすることにより、開弁開始直後からの単位回動角あたりの開口面積を最大にすることができる、開口穴1つ当たりの円周方向スペースを最小にすることができる。四角形のなかでも、とりわけ正方形は、最小の周囲長で最大の面積を確保できる形状であるため、すべての開口穴について全閉から全開に至る回動範囲XAの領域を正方形に形成することで、開口穴1つ当たりの円周方向スペースの最小化をより一層促進することができる。

(3) 第1弁部31の開弁開始位置と第2弁部32の開弁開始位置とを周方向において重畳させることなく容易にずらせることができ、これを活用して、各段の流路配置構成を工夫している。具体的には、第1弁部31において少なくとも2つの流路P2、P3を制御し、第2弁部32で他の流路P4を独立に制御しており、軸方向に圧縮した流路配置構成を実現している。したがって、バルブ10の軸方向寸法を小さくしながら、多数の流路の開閉制御を達成することができる。20

(4) また、バルブ10を時計方向T1と反時計方向T2との両回動方向に操作することで流路制御することができるため、バルブ10の径方向および軸方向の両寸法を一層小さくすることができる。

(5) 上述のごとくバルブ10を小型にすることができるため、当該バルブ10を回動操作するアクチュエータ20も必然的に小容量で外形の小さい小型軽量のものにすることができる。30

(6) かくして、軸方向および径方向の外形を小さくしながら、多数の流路の開閉制御を達成することができる小型軽量のバルブ装置Vを提供することができる。

【0061】

〔他の実施形態；変形例〕

以上、本発明を一実施例について詳述してきたが、本発明の精神を逸脱しない範囲で種々変形することができる、他の実施形態としてその変形例を例示する。

【0062】

(1) 実施例1では、第1弁部31および第2弁部32の双方における開口穴形状をすべて四角形にしたが、第2弁部側32は1つでかつ広角を有する長穴状の開口穴35Aであるため、開弁開始側の穴形状を四角形以外の適宜形状にすることも可能である。40

(2) 実施例1では、代表的な四角形として、四隅がピン角(直角)を有する四角形にしたが、四隅には必要な面取りを施しても良い。

(3) また、弁部30の段数、各段の通路数や通路部の配置についても、実施例1に何ら限定されるものではなく、用途や制御態様に応じて種々変更することは勿論である。

【0063】

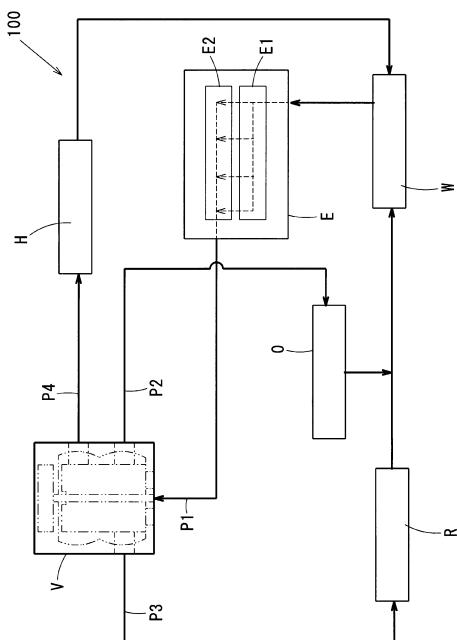
(4) 以上の実施形態では、本発明のバルブ装置および流体制御装置を車両用エンジンの冷却制御装置に適用した例について詳説したが、これに限定されるものではなく、ロータリ式バルブを用いて複数の流路を開閉制御する流体制御システムに広く適用することができる。50

【 符号の説明 】

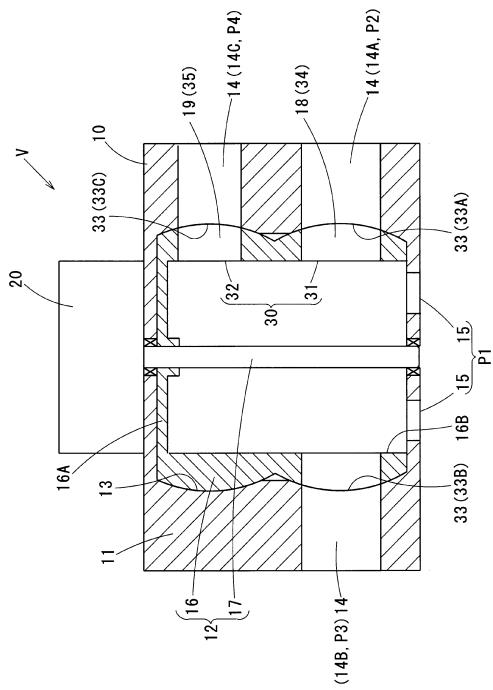
【 0 0 6 4 】

10...ロータリ式バルブ、11...ハウ징、12...弁体、13...弁体収納孔、14...通路部、14A...第1通路部、14B...第2通路部、14C...第3通路部、16...円筒部、16B...開口部（導入口）、20...アクチュエータ、30...弁部、31...第1弁部、32...第2弁部、33A...第1ポート、33B...第2ポート、33C...第3ポート、34...第1弁穴、34A...第1開口穴、34B...第2開口穴、35...第2弁穴、35A...長穴状開口穴、100...冷却制御装置（流体制御装置）、E...エンジン、H...ヒータ（機器）、O...オイルクーラ（機器）、R...ラジエータ（機器）、V...バルブ装置。

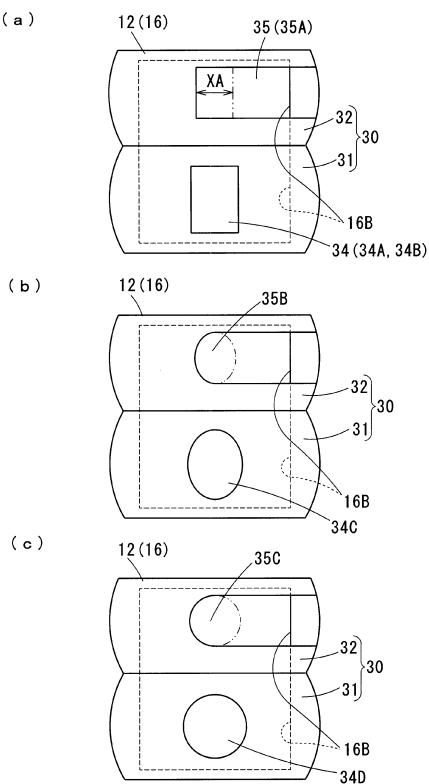
【図1】



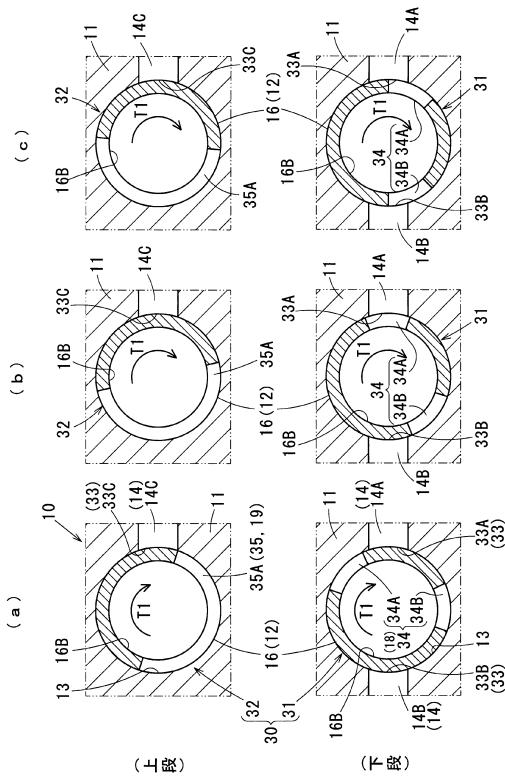
【図2】



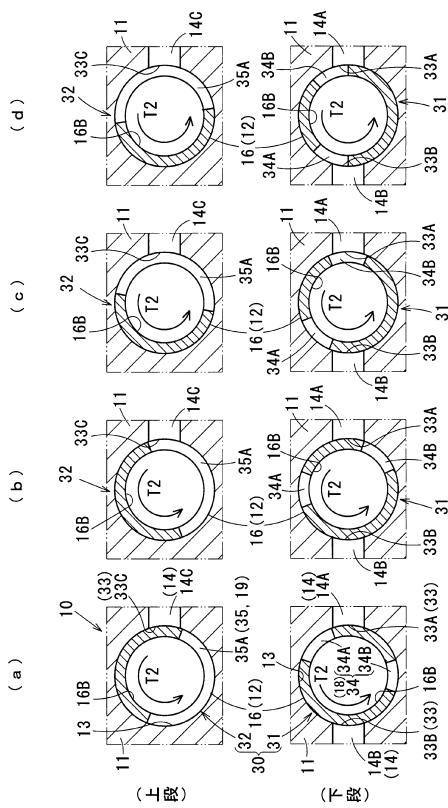
【図3】



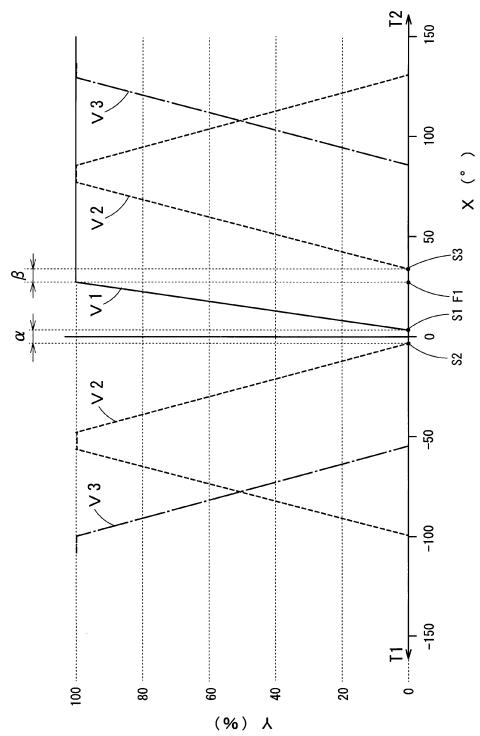
【図4】



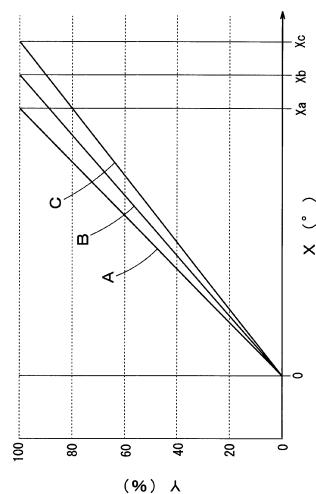
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(56)参考文献 特表2004-534177(JP,A)
特開2003-269173(JP,A)
特表2005-510668(JP,A)
特開2003-021246(JP,A)
特開2006-029113(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 16 K	11 / 076
F 01 P	7 / 16
F 01 M	5 / 00
F 01 P	7 / 14