

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4680828号
(P4680828)

(45) 発行日 平成23年5月11日(2011.5.11)

(24) 登録日 平成23年2月10日(2011.2.10)

(51) Int.Cl. F I
F O 2 B 31/02 (2006.01) F O 2 B 31/02 C
F O 2 F 1/42 (2006.01) F O 2 F 1/42 F

請求項の数 2 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2006-132457 (P2006-132457)	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成18年5月11日(2006.5.11)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2007-303365 (P2007-303365A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成19年11月22日(2007.11.22)	(74) 代理人	100071870
審査請求日	平成20年11月27日(2008.11.27)		弁理士 落合 健
		(74) 代理人	100097618
			弁理士 仁木 一明
		(72) 発明者	安藤 博和
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		(72) 発明者	田中 豪
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
			社本田技術研究所内
		審査官	佐々木 淳

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンの吸気ポート構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

シリンダ列線(L1)に対して直交する方向に延びる第1、第2吸気ポート(19, 20)を、燃烧室(13)に開口する第1、第2吸気バルブ孔(15, 16)にそれぞれ連通させたエンジンの吸気ポート構造において、

前記第1吸気ポート(19)はスロート部(43)が直線状に形成されてシリンダ(11a)内周の接線方向に開口することで第1スワール(S1)を発生するストレートポートであり、前記第2吸気ポート(20)はスロート部(44)が螺旋状に形成されて前記第1スワール(S1)の内側に該第1スワール(S1)と同方向の第2スワール(S2)を発生するヘリカルポートであり、

前記第2吸気ポート(20)は、前記第2吸気バルブ孔(16)の周縁に沿って形成される螺旋外壁(44a)と、前記第2吸気バルブ孔(16)の中心に位置するバルブステム(24b)の径方向外側に形成される螺旋内壁(44b)と、前記螺旋外壁(44a)に連なって前記第2吸気バルブ孔(16)の接線方向に延びる第1導入壁(45)と、前記第1導入壁(45)と平行な状態から前記螺旋内壁(44b)に連続的に接続する第2導入壁(46)とを有し、吸気の流れ方向下流側に向かって第1、第2導入壁(45, 46)の壁間距離(W)が減少するのに従って、前記第1、第2導入壁(45, 46)の壁間距離(W)と直交する方向の壁間距離(H)が増加するように形成されることを特徴とするエンジンの吸気ポート構造。

【請求項2】

シリンダ列線（L1）の一方の側に前記第1、第2吸気ポート（19, 20）が位置することを特徴とする、請求項1に記載のエンジンの吸気ポート構造。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、シリンダ列線に対して直交する方向に延びる第1、第2吸気ポートを、燃焼室に開口する第1、第2吸気バルブ孔にそれぞれ連通させたエンジンの吸気ポート構造に関する。

【背景技術】

【0002】

各シリンダに対応してストレートポートよりなる2個の吸気ポートを備えたエンジンにおいて、2個の吸気ポートのスロート部をそれぞれ湾曲させてスワールを発生させるようにしたものが、下記特許文献1により公知である。

【0003】

即ち、シリンダ軸線に対して右側に配置された一方の吸気ポートは左側に湾曲してシリンダ内周に接線方向に接続することで、シリンダ内に時計方向のスワールを発生させ、またシリンダ軸線に対して左側に配置された他方の吸気ポートは前記一方の吸気ポートを避けるように一旦左側に湾曲した後に、前記一方の吸気ポートを超えた前方で右側に湾曲してシリンダ内周に接線方向に接続することで、シリンダ内に時計方向のスワールを発生させるようになっている。

【特許文献1】特開平7-34884号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、上記従来のもは、2個の吸気ポートを共にシリンダ内周に接線方向に接続してスワールを発生させるため、両吸気ポートを強く湾曲させて取り回す必要があり、かつ前記他方の吸気ポートをシリンダ列線を越えてシリンダヘッドの吸気側から排気側に延ばす必要があるため、シリンダヘッドの加工コストの増加、シリンダヘッドの大型化、シリンダヘッドの構造の複雑化の要因となる問題があった。

【0005】

また吸気ポートとしてストレートポートに代えてヘリカルポートを採用すれば、吸気ポートをシリンダ内周に接線方向に接続する必要がないため、吸気ポートを湾曲させる必要がなくなるが、2個のヘリカルポートを採用すると、両ポートで発生するスワールが干渉して十分な性能が得られなくなる可能性がある。

【0006】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、エンジンの燃焼室に連なる2個の吸気ポートの構造を簡素化しながら十分なスワールを発生させることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、シリンダ列線に対して直交する方向に延びる第1、第2吸気ポートを、燃焼室に開口する第1、第2吸気バルブ孔にそれぞれ連通させたエンジンの吸気ポート構造において、前記第1吸気ポートはスロート部が直線状に形成されてシリンダ内周の接線方向に開口することで第1スワールを発生するストレートポートであり、前記第2吸気ポートはスロート部が螺旋状に形成されて前記第1スワールの内側に該第1スワールと同方向の第2スワールを発生するヘリカルポートであり、前記第2吸気ポートは、前記第2吸気バルブ孔の周縁に沿って形成される螺旋外壁と、前記第2吸気バルブ孔の中心に位置するバルブステムの径方向外側に形成される螺旋内壁と、前記螺旋外壁に連なって前記第2吸気バルブ孔の接線方向に延びる第1導入壁と、前記第1導入壁と平行な状態から前記螺旋内壁に連続的に接続する第2導入壁とを有し、吸気の流れ方向下流側に向かって第1、第2導入壁の壁間距離が減少するの

10

20

30

40

50

従って、前記第 1、第 2 導入壁の壁間距離と直交する方向の壁間距離が増加するように形成されることを特徴とするエンジンの吸気ポ - ト構造が提案される。

【 0 0 0 8 】

また請求項 2 に記載された発明によれば、請求項 1 の構成に加えて、シリンダ列線の一方の側に前記第 1、第 2 吸気ポ - トが位置することを特徴とするエンジンの吸気ポ - ト構造が提案される。

【発明の効果】

【 0 0 0 9 】

請求項 1 の構成によれば、ストレートポートよりなる第 1 吸気ポ - トはスロート部が直線状に形成されてシリンダ内周の接線方向に開口することで第 1 スワールを発生させ、ヘリカルポートよりなる第 2 吸気ポートはスロート部が螺旋状に形成されて前記第 1 スワールの内側に該第 1 スワールと同方向の第 2 スワールを発生させる。このように、第 1、第 2 吸気ポ - トを全体として殆ど湾曲させなくても、相互に干渉しない第 1、第 2 スワールを効率的に発生させることが可能になり、シリンダヘッドの加工コストの低減、シリンダヘッドのコンパクト化、シリンダヘッドの構造の簡素化が可能になる。しかもスワールを発生させるために螺旋外壁および螺旋内壁を有する第 2 吸気ポートのスロート部のシリンダ軸線方向に見た幅を絞っても、螺旋外壁および螺旋内壁に連なる第 1、第 2 導入壁の壁間距離が吸気の流れ方向下流側に向かって減少するのに従って、前記第 1、第 2 導入壁の壁間距離と直交する方向の壁間距離を増加させることで、スロート部における吸気の流通抵抗の増加を最小限に抑えることができる。

【 0 0 1 0 】

また請求項 2 の構成によれば、シリンダ列線の一方の側に第 1、第 2 吸気ポ - トを配置したので、吸気ポ - トの長さを最小限に抑えてシリンダヘッドの構造を簡素化することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 1 】

以下、本発明の実施の形態を添付の図面に基づいて説明する。

【 0 0 1 2 】

図 1 ~ 図 7 は本発明の実施の形態を示すもので、図 1 はディーゼルエンジンのシリンダヘッドの水平断面図（図 3 の 1 - 1 線断面図）、図 2 は図 1 の要部拡大図、図 3 は図 1 の 3 - 3 線断面図、図 4 は図 1 の 4 - 4 線断面図、図 5 は図 1 の 5 - 5 線断面図、図 6 は第 1、第 2 吸気ポ - トの斜視図（図 3 の 6 方向矢視図）、図 7 は図 6 の 7 方向矢視図である。

【 0 0 1 3 】

図 1 ~ 図 5 に示すように、直列 4 気筒のディーゼルエンジンは、シリンダブロック 1 1 に形成された 4 個のシリンダ 1 1 a ... に摺動自在に嵌合する 4 個のピストン 1 2 ... を備えており、各ピストン 1 2 の頂面にリエントラント型の燃焼室 1 3 が凹設される。シリンダブロック 1 1 の上面に結合されるシリンダヘッド 1 4 の下面に、各シリンダ 1 1 の頂面に対向する第 1、第 2 吸気バルブ孔 1 5 , 1 6 と、第 1、第 2 排気バルブ孔 1 7 , 1 8 とが開口しており、第 1、第 2 吸気バルブ孔 1 5 , 1 6 に第 1、第 2 吸気ポ - ト 1 9 , 2 0 が連通し、第 1、第 2 排気バルブ孔 1 7 , 1 8 に第 1、第 2 排気ポート 2 1 , 2 2 が連通する。

【 0 0 1 4 】

4 個のシリンダ 1 1 a ... の中心を結ぶシリンダ列線 L 1 に対して、第 1、第 2 吸気ポ - ト 1 9 , 2 0 は一側に配置され、第 1、第 2 排気ポート 2 1 , 2 2 は他側に配置される。第 1、第 2 吸気ポ - ト 1 9 , 2 0 は各々独立してシリンダ列線 L 1 に対して直交する方向に略直線状に延び、第 1、第 2 排気ポート 2 1 , 2 2 は下流端が合流する。ピストン 1 2 が上死点にあるとき、ピストン 1 2 の上面とシリンダヘッド 1 4 の下面との間にスキューエリアが形成される。

【 0 0 1 5 】

10

20

30

40

50

第1、第2吸気バルブ23, 24は、第1、第2吸気バルブ孔15, 16を開閉するバルブボディ23a, 24aと、バルブボディ23a, 24aに連なるバルブステム23b, 24bとを備えており、シリンダ軸線L2に対して平行に配置されたバルブステム23b, 24bはバルブガイド25, 25に摺動自在に支持され、吸気バルブスプリング26, 26により閉弁方向に付勢される。一端が油圧タペット27に支持された吸気ロッカアーム28の他端が第1、第2吸気バルブ23, 24のステムエンドに当接し、中間部に設けたローラ29が吸気カムシャフト30に設けた吸気カム31に当接する。

【0016】

第1、第2排気バルブ32, 33は、第1、第2排気バルブ孔17, 18を開閉するバルブボディ32a, 33aと、バルブボディ32a, 33aに連なるバルブステム32b, 33bとを備えており、シリンダ軸線L2に対して平行に配置されたバルブステム32b, 33bはバルブガイド34, 34に摺動自在に支持され、排気バルブスプリング35, 35により閉弁方向に付勢される。一端が油圧タペット36に支持された排気ロッカアーム37の他端が第1、第2排気バルブ32, 33のステムエンドに当接し、中間部に設けたローラ38が排気カムシャフト39に設けた排気カム40に当接する。

【0017】

シリンダ軸線L2上に位置するインジェクタ41の先端と、シリンダ軸線L2に対して傾斜したグロープラグ42の先端とが燃焼室13に臨むように配置される。

【0018】

しかして、吸気カムシャフト30が回転すると吸気カム31にローラ29を押圧された吸気ロッカアーム28が油圧タペット27を支点として揺動し、第1、第2吸気バルブ23, 24のステムエンドを吸気バルブスプリング26, 26の弾発力に抗して押圧することで開弁駆動する。また排気カムシャフト39が回転すると排気カム40にローラ38を押圧された排気ロッカアーム37が油圧タペット36を支点として揺動し、第1、第2排気バルブ32, 33のステムエンドを排気バルブスプリング35, 35の弾発力に抗して押圧することで開弁駆動する。

【0019】

図6および図7に示すように、第1吸気ポート19は、第1吸気バルブ孔15の直上流のスロート部43が線状に延びるストレートポートであり、シリンダ軸線L2方向に見てシリンダ11a内周に対して接線方向に連なっている。従って、第1吸気バルブ23が開弁して第1吸気ポート19からシリンダ11a内に吸気が導入されるとき、その吸気がシリンダ11a内周の接線方向に流れることでシリンダ軸線L2を囲むように第1スワールがS1が発生する。

【0020】

第2吸気ポート20は、第2吸気バルブ孔16の直上流のスロート部44が第2吸気バルブ24のバルブステム24bを囲むように螺旋状に延びるヘリカルポートである。スロート部44は、第2吸気バルブ孔16内周に接線方向に連なるように形成される螺旋外壁44aと、第2吸気バルブ24のバルブステム24bの径方向外側に形成される螺旋内壁44bとを備えており、旋回外壁44aおよび旋回内壁44bの壁間距離は吸気の流れ方向下流側ほど狭くなるように絞られている。これにより第2吸気ポート20が発生する第2スワールS2が強められる反面、スロート部44における吸気の流通抵抗が増加してしまう問題がある。

【0021】

旋回外壁44aの上流側に連なる第1導入壁45はほぼ直線状に延びているが、この第1導入壁45に対向して旋回内壁44bに連なる第2導入壁46は、下流側ほど第1導入壁45に接近する方向に湾曲している。シリンダ軸線L2方向に見た第2吸気ポート20の幅、つまり第1、第2導入壁45, 46の壁間距離W(図2参照)は下流側ほど狭まっているため、吸気の流通抵抗は更に増加してしまう。しかしながら本実施の形態では、シリンダ軸線L2に直交する方向に見た第2吸気ポート20の壁間距離H(図4参照)は下流側ほど広がっているため、第2吸気ポート20のスロート部44の狭まりと、その上流

10

20

30

40

50

側の第2吸気ポート20の幅Wの狭まりとを、該第2吸気ポート20の高さHの広がり
で補償し、絞りの強いヘリカルポートよりなる第2吸気ポート20の吸気の流通抵抗の増加
を最小限に抑えることができる。

【0022】

以上のように、シリンダ11aの内部に連なる第1、第2吸気ポート19、20のうち、
ストレートポートよりなる第1吸気ポート19をシリンダ11a内周に接線方向に接続
して第1スワールS1を発生させ、またヘリカルポートよりなる第2吸気ポート20によ
り前記第1スワールS1の内側に該第1スワールS1と同方向の第2スワールS2を発生
させるので、第1、第2スワールS1、S2の干渉を最小限に抑えて強いスワールを効果
的に発生させることができる。しかも第1、第2吸気ポ-ト19、20をシリンダ列線L
1に対して直交する方向に略直線的に配置しながら効率的にスワールS1、S2を発生さ
せることができるので、シリンダヘッド14の加工コストの低減、シリンダヘッド14の
コンパクト化、シリンダヘッド14の構造の簡素化が可能になる。

10

【0023】

特に、第1、第2吸気ポート19、20がシリンダ軸線L1に対して片側に配置されて
いて、シリンダ軸線L1の反対側(第1、第2排気ポート21、22側)に延びていない
ので、第1、第2吸気ポート19、20の長さを最小限に抑えることができ、これにより
シリンダヘッド14の加工コストの更なる低減、シリンダヘッド14の更なるコンパクト
化、シリンダヘッド14の構造の更なる簡素化が可能になる。

20

【0024】

以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の
設計変更を行うことが可能である。

【0025】

例えば、実施の形態では直列4気筒のエンジンを例示したが、本発明は任意の気筒数の
エンジンに対して適用することができる。尚、単気筒エンジンやV型2気筒エンジンの場
合には、本発明の気筒列線方向L1とは、クランクシャフトと平行な方向として定義され
る。

【図面の簡単な説明】

【0026】

【図1】ディーゼルエンジンのシリンダヘッドの水平断面図(図3の1-1線断面図)

30

【図2】図1の要部拡大図

【図3】図1の3-3線断面図

【図4】図1の4-4線断面図

【図5】図1の5-5線断面図

【図6】第1、第2吸気ポ-トの斜視図(図3の6方向矢視図)

【図7】図6の7方向矢視図

【符号の説明】

【0027】

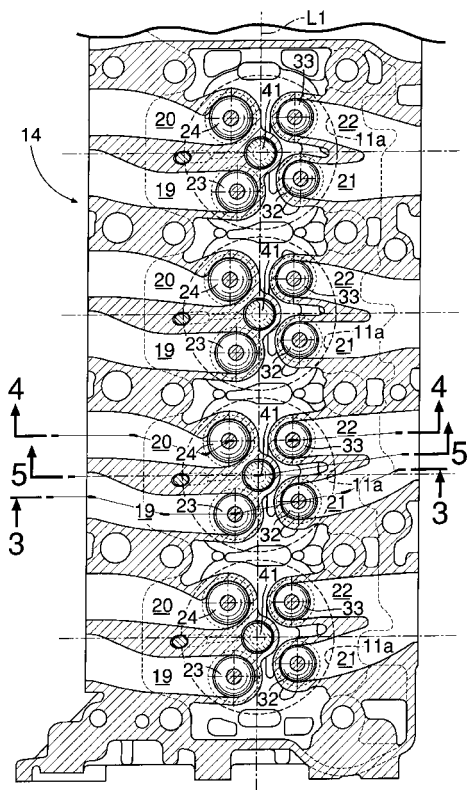
11a シリンダ
13 燃焼室
15 第1吸気バルブ孔
16 第2吸気バルブ孔
19 第1吸気ポート
20 第2吸気ポート
24b バルブステム
43 スロート部
44 スロート部
44a 螺旋外壁
44b 螺旋内壁
45 第1導入壁

40

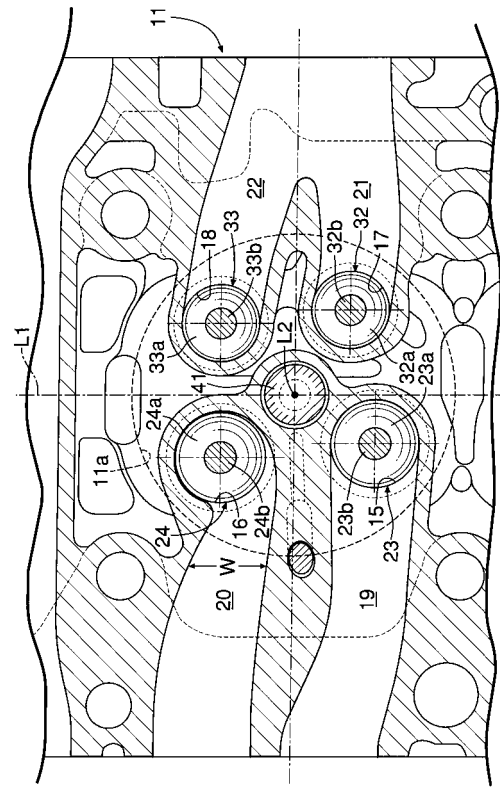
50

- 4 6 第 2 導入壁
- H 壁間距離
- L 1 シリンダ列線
- S 1 第 1 スワール
- S 2 第 2 スワール
- W 壁間距離

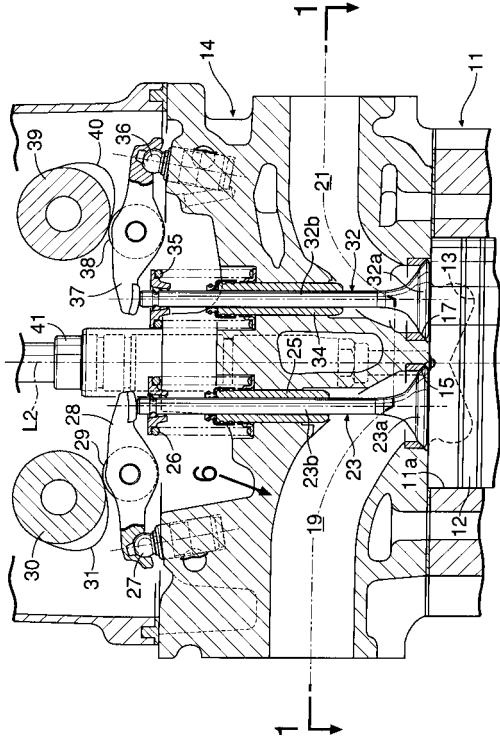
【 図 1 】



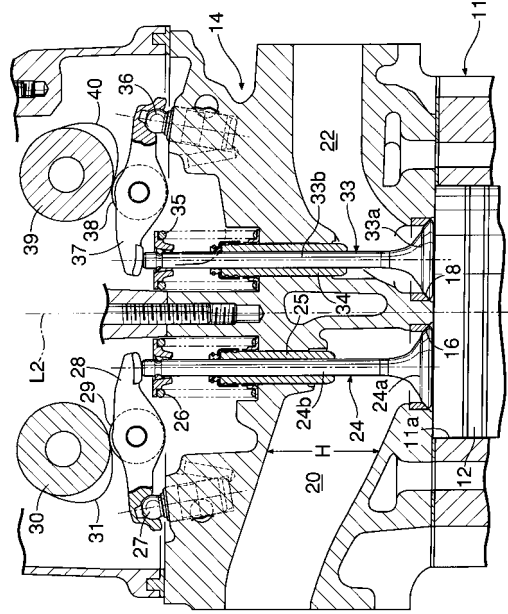
【 図 2 】



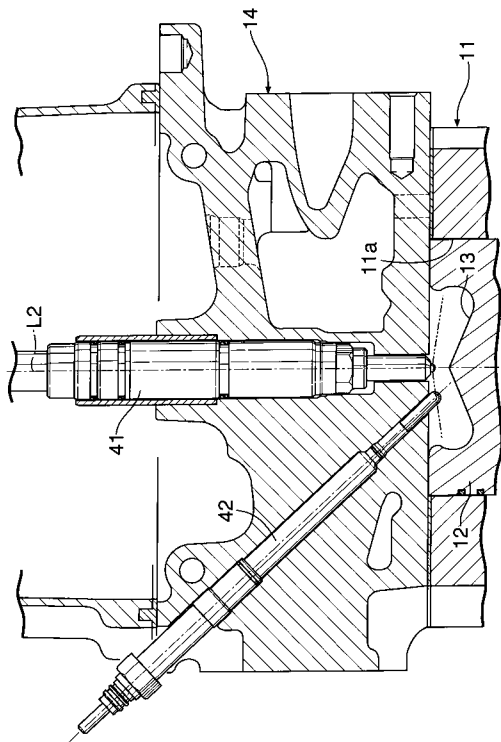
【 図 3 】



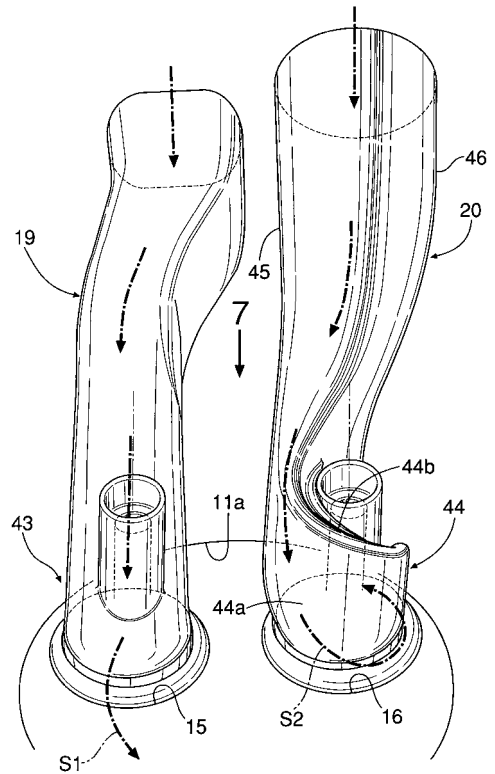
【 図 4 】



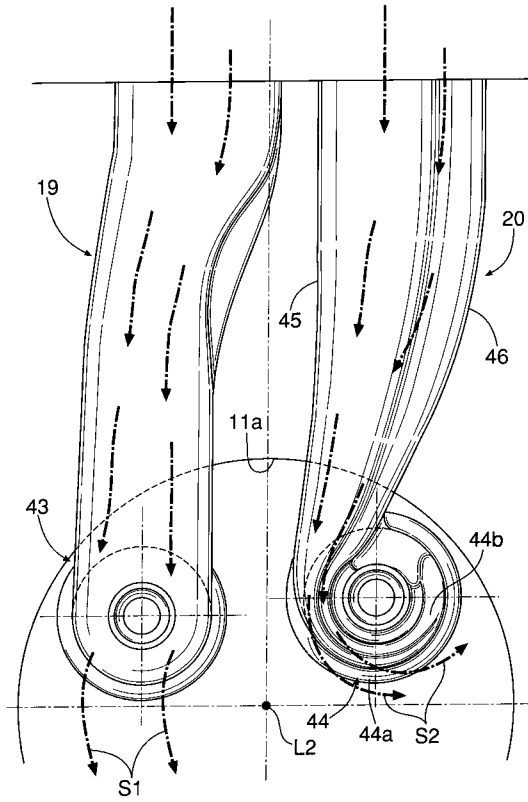
【 図 5 】



【 図 6 】



【図7】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平09 - 287461 (JP, A)
特開平10 - 037751 (JP, A)
特開2002 - 188451 (JP, A)
特開平07 - 158459 (JP, A)
特開平07 - 034884 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 31/02

F02F 1/42