(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2011 年 6 月 30 日(30.06.2011)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2011/077686 A1

(51) 国際特許分類:
F01L 3/06 (2006.01) *F02F 1/18* (2006.01)
F01L 3/20 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2010/007343

(22) 国際出願日: 2010 年 12 月 17 日(17.12.2010)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2009-289503 2009 年 12 月 21 日(21.12.2009) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 川崎重工業株式会社 (KAWASAKI JUKOGYO KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒6508670 兵庫県神戸市中央区東川崎町３丁目１番１号 Hyogo (JP).

(72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 桜井 秀明 (SAKURAI, Hideaki). 堀江 尚 (HORIE, Takashi).

(74) 代理人: 特許業務法人 有古特許事務所 (PATENT CORPORATE BODY ARCO PATENT OFFICE); 〒6500031 兵庫県神戸市中央区東町１２３番地の１ 貿易ビル３階 Hyogo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

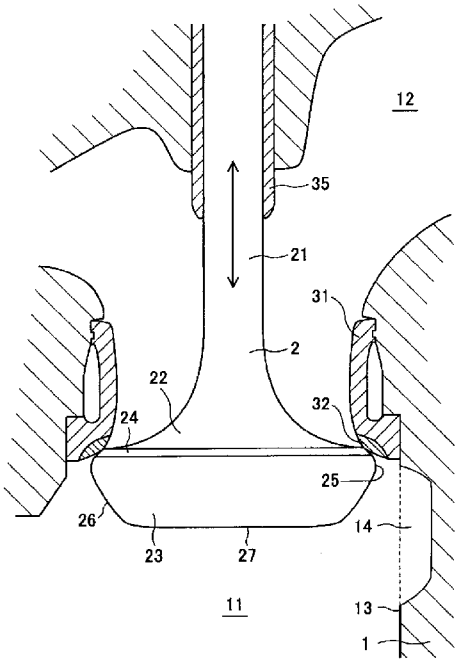
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) **Title**: FOUR-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND EXHAUST VALVE

(54) 発明の名称 : ４ストローク内燃機関と排気弁

[図1]



(57) **Abstract**: Disclosed is a four-stroke internal combustion engine which is provided with: a cylinder part (1) in which a recess (depression) (14) formed by setting back an internal wall in such a way that no choke is produced with a side edge (26) of a valve head (22) of an exhaust valve (2) is provided at the upper edge of the internal wall; and the exhaust valve (2) in which the cross-sectional shape of a top part (23) of the valve head (22) is formed to become narrower from an outer peripheral edge (25) of the valve head (22) towards the top.

(57) 要約: 排気弁２の弁傘２２の側縁２６との間にチョークが発生しないように内壁を後退させて形成したリセス（凹み）１４を内壁の上縁部に設けたシリンダ部１と、弁傘２２の頭部２６の断面が弁傘２２の外周縁２５より頭頂に近づくにつれて細くなる形状に形成された排気弁２を備える。

WO 2011/077686 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： ４ストローク内燃機関と排気弁

技術分野

[0001] 本発明は、排気弁における首振り運動を低減する４ストローク内燃機関に関し、特にシリンダに対して大型の排気弁を使う場合において、排気弁の首振り運動による弁座の傷害を軽減するようにした４ストローク内燃機関およびこれに適用する排気弁に関する。

背景技術

[0002] 内燃機関の性能向上を目的として燃焼室の容積を増大させる設計を行うと、従来最適に調整できていた火炎伝播が遅くなりすぎてノッキングが発生しやすくなったり、圧縮比が小さくなって性能が低下したりする場合がある。このような問題を回避するため、燃焼室のサイズを変える代わりに、給気弁と排気弁のサイズを大きくして給排気時間を短縮することにより、内燃機関の性能向上を図る方法もある。

[0003] しかし、シリンダ径に対して排気弁の径を大きくすると、弁座のシール部の一部が摩耗する現象が生じる場合があり、部品交換の頻度が増大して保全コストを増加させる問題があった。本願発明者等が弁棒の振動変位測定やＣＦＤ解析(Computational Fluid Dynamics)などを利用して検討した結果から、この偏摩耗は、排気行程において壁に向かう方向の力が排気弁に掛かって排気弁が首振り運動を行うことが原因であることが分かった。

[0004] すなわち、排気弁がシリンダ径に対して大きいため、排気弁の弁傘の外縁とシリンダ内壁の間隙が狭くなって隘路が形成される。排気行程において高圧燃焼ガスがシリンダから排出されるときに、この隘路のシリンダ側端点に絞り部が形成される。燃焼ガスは絞り部を通過すると低圧になるため、隘路に面する弁傘側部には、より低圧のガス圧力が作用する。一方、隘路以外の弁傘側部には、高圧燃焼ガスの圧力が働く。それ故、排気弁には、シリンダ壁に向いたモーメントが発生することになる。

[0005] 排気弁の弁傘は、この力により壁側に振れる。あるいは、この力と弁棒の剛性による抗力により弁体が振動するようになる。こうして、弁体は、弁傘とシリンダ内壁の間隔がほぼ最小になる方向に振れる。このため、排気弁が弁座に接触する位置がシリンダ壁側に偏ることが多く、弁座におけるシール部の摩耗が偏在する結果となる、と推察される。

[0006] 本出願人は、特許文献を探査したが、内燃機関の排気弁に生起する首振り現象およびこれに対する対策に関する適当な文献を発見することができなかった。なお、特許文献１には、排気弁と給気弁を備えるディーゼルエンジンにおいて、排気弁と給気弁の弁径および弁形状を同じに形成して互換性を持たせることにより、コストダウンを図る発明が開示されている。特許文献１には、給気弁や排気弁の頭部面を半球面状に形成することによって、弁強度を高めると共に、燃焼時の給気排気をシリンダ内で頭部面に沿わせて攪乱ないし撹拌させることが記載されている。しかし、燃焼工程における半球面状の頭部面に沿った気流は、半球の頂部を横切る方向に流れる三次元的な気流となって燃料の混合性および燃焼性を高めるもので、排気行程における排気弁と弁座の開口に向けて流れる気流に関係するものではない。それ故、弁体の首振りないし振動に関わるものでもない。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開２００３－３０７１０６号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0008] そこで、本発明が解決しようとする課題は、排気弁を備えたディーゼル機関またはガス機関のシリンダ部品において、排気弁の弁傘外周部がシリンダ内壁に近い領域で弁傘側部に掛かるガス圧差により生じるモーメントを原因とする弁体の首振り運動を抑制して、異常な摩耗を防止し弁座や弁体の寿命を延ばした４サイクル内燃機関およびこれに適用する排気弁を提供すること

である。

課題を解決するための手段

[0009] 上記課題を解決するため、本発明の４サイクル内燃機関は、排気弁の弁傘の側縁との間にチョークが発生しないように内壁を後退させて形成したリセス（凹み）を内壁の上縁部に設けたシリンダと、弁傘の頭部の断面が弁傘の外周縁より頭頂に近づくにつれて細くなる形状に形成された排気弁を備えることを特徴とする。

[0010] 内燃機関の性能向上を目的として給排気性能を向上するため、シリンダ寸法を変更しないまま給気弁や排気弁の寸法を大きくすると、排気弁の弁傘側面がシリンダ内壁に近づき、弁傘外縁の側面とシリンダ内壁の間に隘路が形成される。この隘路をシリンダ内部の高温高圧ガスが流れるときに隘路の入口付近にチョーク部を形成する。このチョーク部のシリンダ側は、シリンダ内部の高温燃焼ガスの高圧状態になっていても、チョーク部を通過した後のシリンダ内壁に対向する弁傘側面には、シリンダ内部の圧力より低い圧力しか掛からない。一方、シリンダ壁側の隘路以外の弁傘側面は、ほぼシリンダ内に露出しているので、高圧燃焼ガスの圧力が働く。このため、排気弁には、シリンダ壁に向かう力が作用して首振り現象が発生することになる。

[0011] これに対して、本発明の４サイクル内燃機関では、排気弁の側面とシリンダ壁までの距離が大きくなって隘路およびチョーク部が解消している。それ故、シリンダ壁面に対向する排気弁の弁傘側面の大部分に高圧ガスが作用するようになって弁傘を壁に向かって押し付ける力が弱くなり、排気弁に首振り運動もしくは振動を生起させにくくなる。こうして、排気弁の首振り運動等に伴う弁案内の摩耗が減少し、また弁座の弁シート面における摩耗が減少し、エンジン部品の寿命を延ばすことができた。なお、シリンダ内壁頂部のリセスは、弁傘の側面との間に形成されるガスの流路が弁傘の外周縁からシリンダの内部側に向けて拡幅するように形成されることが好ましい。また、排気弁の弁傘は、１０°から８０°、特に２０°から４０°、のテーパで形成されることが好ましい。

[0012] また、上記課題を解決するため、本発明の排気弁は、燃焼室の内壁と排気弁の弁傘側縁との間が近い内燃機関に使用される排気弁であって、燃焼室の内壁と排気弁の弁傘側縁との間にチョークが発生しないように、弁傘の頭部の断面が弁傘の外周縁より頭頂に近づくにつれて細くなる形状に形成されることを特徴とする。本発明の排気弁は、シリンダの内壁上縁部に設けた排気弁の弁傘の側縁との間にチョークが発生しないような通路を形成するリセスと協働して、排気弁の弁案内の摩耗を減少させ、弁座の弁シート面における摩耗を減少させ、エンジン部品の寿命を延ばすことができる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]本発明の１実施例に係る４サイクル内燃機関の一部断面図である。

[図2]本実施例の４サイクル内燃機関の平面配置図である。

[図3]本実施例の４サイクル内燃機関の効果を説明する断面図である。

[図4]本実施例の４サイクル内燃機関におけるモーメントおよび起振力に及ぼす効果を示すグラフである。

[図5]図４のグラフにおいて比較された４サイクル内燃機関を示す断面図である。

[図6]本実施例に用いる排気弁の弁傘の形状を示す側面図である。

[図7]本実施例におけるシリンダ頂部のリセスの形状例を示す側面図である。

発明を実施するための形態

[0014] ４サイクル内燃機関において、シリンダのサイズを維持したまま給排気速度を高めたり給排気量を増大させたりするために、排気弁と給気弁を大型化する場合がある。しかし、排気弁と給気弁の大型化で、これら弁の弁傘外周縁がシリンダ部の燃焼室の内壁と近いと、機関を稼働させているうちに、弁座シート面の偏った位置に損傷が発生することが分かった。

[0015] こうして発生する損傷は、特に排気弁の弁座シート面において、燃焼室外周側の部分が偏って傷付くもので、排気弁の弁座を取り換える頻度を増やす必要があり、保全上の負担が大きくなる。なお、給気弁ではなく、排気弁が当たる弁座の方が損傷を受け易いのは、排気弁には爆発後の高圧高温の燃焼

ガスが流れるためである。また、弁座のシート面のうちシリンダ内壁に近い部分が損傷を受けやすいのは、弁傘がこの方向に振れるためである。

[0016] 本発明は、たとえば内燃機関の性能向上のために、シリンダの寸法に対して給気弁と排気弁を大型化することにより生じた不具合を解消する方法を提供するものである。従来、このような手段をもって内燃機関の性能向上を図る場合に、特有な不具合が発生する事実もこのような不具合の解消方法も、よくは知られていなかった。

[0017] 以下、図面に基づき、実施例を用いて本発明の排気弁構造について詳細に説明する。図１は、本発明の１実施例に係る排気弁構造の一部断面図である。また、図２は、本実施例におけるシリンダと給気弁と排気弁とリセス（凹み）との位置関係を説明する平面配置図である。本実施例の排気弁構造は、排気弁２と給気弁４を備えるガス機関やディーゼル機関などの４サイクル内燃機関に適用するもので、大型化した排気弁２の弁傘２２の頭部における形状と、シリンダ内壁１３の上端部に設けられたリセス（凹み）１４に特徴があり、その他の部分は通常のものと変わりはない。

[0018] 排気弁２は、弁棒２１が弁案内３５で案内されて、図外のタペットとバルブスプリングの作用で往復運動する。弁傘２２の上面周縁部に形成されるシート面２４が弁座３１のシート面３２に接することにより燃焼ガス流を閉止する。排気弁２は、給気行程、圧縮行程、燃焼行程の間は閉止している。他方、排気行程では、弁棒２１が図１の下方に押されて排気弁２が弁座３１から離れると、燃焼室１１内の高温高圧の燃焼ガスが排気路１２を介して外部に排気される。排気弁２が複数ある時は、排気路１２が別の排気弁の排気口と繋がっていてもよい。なお、排気弁２は、運転中に弁棒２１を往復動と共に僅かずつ回転させて、シート面２４の摩耗を均等化させ、損傷を防ぎ、排気弁２の交換周期が長くなるようにしている。

[0019] 本実施例の排気弁構造では、内燃機関のシリンダ壁１３の近くで往復運動する排気弁２を備えている。シリンダ壁１３の上端部は、そこの排気弁２の弁傘２２が往復する領域にリセス（凹み）１４を備えている。このリセス１

４により、弁傘２２の外周縁２５がシリンダ壁１３と干渉せず往復し、かつ、側縁２６の外側とリセス１４の壁との間に燃焼ガスが通る十分な大きな隙間が形成されている。側縁２６とリセス１４の壁の間の隙間に形成されるガス流路の燃焼室側入口は、チョークが発生しない程度の大きな開口とされる。本実施例におけるリセス１４は、特に、排気行程において、排気弁２のシリンダ壁１３に近い部分にあたる弁傘２２側部にも高圧の燃焼ガスの圧力を作用させるために、排気弁２における燃焼ガス流が、弁傘２２の外周縁２５より上流側でチョーク部を形成しないようにされている。

[0020] また、排気弁２の弁傘２２の頭部２３は、円錐状の側縁２６を有しており、その断面が弁傘２２の外周縁２５より頭頂に近づくにつれて細くなるように形成されている。また、頭頂には、弁棒２１の軸に対して垂直な頭頂面２７が形成されている。

[0021] 本実施例の排気弁構造では、シリンダ１の壁（シリンダ壁１３）際に隘路４１（後述する図３（ａ）参照）に対して相対的に大きなリセス１４を有している。これにより、壁際における燃焼ガスの流路が十分な流路幅を有し、側縁２６部分に沿って流れることによる圧力降下は小さく、また大きな圧力降下が生じるチョーク部が弁傘の外周縁２５の近傍に形成されることとなる。このため、弁傘２２の壁際の側縁２６にも燃焼室１１における高圧の燃焼ガスの圧力が作用する。したがって、弁傘２２の側縁２６に働く圧力は全周にわたって均等化し、排気弁２をシリンダ壁１３の方向に押し付けるモーメントは強くならない。

[0022] なお、側縁２６のテーパ角度が大きすぎると弁傘２２の剛性が不足してシート面２４が変形し易くなり、テーパ角度が小さすぎれば燃焼室における圧力が弁傘２２の側縁２６に及びにくくなる。したがって、側縁２６のテーパ角度は、１０°から８０°、特に２０°から４０°の範囲に設定されている。なお、図示しないが、燃焼室１１の天井における中心軸上に、副燃焼室が設けられたガス機関についても、本実施例の排気弁構造が適用できることはいうまでもない。

[0023] 図３は、従来技術と比較して本実施例の排気弁構造の効果を説明する図面である。図３（ａ）は、従来技術における排気弁構造を示す断面図、図３（ｂ）は、本実施例に係る排気弁構造を示す断面図である。図３（ａ）及び（ｂ）において、排気弁２は閉位置から下方に移動して開状態になり、燃焼室１１内の燃焼ガスは排気弁２と弁座の間から排気路に流れ出している。排気弁２が往復運動する通路の壁（シリンダ壁１３）と弁傘側縁又は弁傘外周縁とがチョーク部４２を形成する。燃焼ガスは、チョーク部４２近傍まで燃焼室１１の圧力を保持した状態で流れてきて、チョーク部４２を通過して大きく減圧し、排気路に流れ下る。

[0024] 図３（ａ）に示す従来の排気弁構造では、弁傘側縁が円柱面状に形成され、弁傘側縁がシリンダ壁１３に対向する領域でシリンダ壁１３と弁傘側縁との間に隘路４１が形成され、燃焼ガスが隘路４１から流出するときに隘路４１の燃焼室１１側端にチョーク部４２が形成される。チョーク部４２より下流の弁傘側縁には、燃焼室１１内の高圧が作用せず、チョーク部４２を通過して低下した圧力が作用することになる。一方、弁傘側縁がシリンダ壁１３に対向する領域以外の領域では、弁傘側縁に面する壁がなく、弁傘側縁のほとんどが高圧の燃焼ガスに晒される。本願発明者等は、ＣＦＤ（Computational Fluid Dynamics）を用いて、排気弁周りの圧力分布を推定することにより、この現象を確認した。

[0025] このように、弁傘側縁に働く燃焼室１１の中心側からシリンダ壁１３に向かう大きな圧力とシリンダ壁１３側から中心に向けて働く小さな圧力の間に圧力差があるため、排気弁２にはシリンダ壁１３に向かう方向にモーメントが発生し、排気弁２はシリンダ壁１３に向かって振れる。排気弁２がこの姿勢で弁座に当接すると、弁座のシート面のシリンダ壁１３に近い方の部分に排気弁２が強く当たり、他の部分より摩耗が進むことになる。このため、弁座部分の交換周期が短くなって、保全コストが増大する。なお、本願発明者等は、試験用エンジンの排気路にのぞき窓を設置し、レーザ変位計を使って排気弁の弁棒の動きを観察して、排気行程で弁棒の首振り運動が発生するこ

とを確認した。

[0026] 一方、図３（ｂ）に示した本実施例の排気弁構造は、排気弁２の弁傘の、頭頂側側縁２６を減肉して、頭頂側側縁２６の断面が弁傘の外周縁２５で最も太く外周縁２５から頭頂に近づくにつれて細くなるように形成し、かつ、シリンダ壁１３の上縁部において、弁傘側縁２６が対向する領域にリセス（凹み）１４を形成したものである。形成されたリセス１４の壁と弁傘側縁２６の間に形成される間隙は、燃焼室１１側の端部にチョークが形成されないようになっている。

[0027] したがって、燃焼ガス排気中にも、リセス１４に対向する側の弁傘側縁２６に燃焼室１１側の高圧ガスが作用するので、弁傘側縁２６に働く圧力の偏差に基づいたモーメントが小さく、排気弁２の振れ運動が減少する。このように、本実施例の排気弁構造を持つことにより、弁座シート面の偏在的な摩耗を防止し、弁座の寿命を延ばすことができる。また、弁棒２１の振動が減少するので弁案内３５の損傷も防止することができる。

[0028] 図４は本実施例の排気弁構造がモーメントおよび起振力に及ぼす効果を示すグラフ、図５は図４の効果を導き出した構造を示す模式図である。図４のグラフは、図５に示した、従来構造（図５（ａ））、リセスを形成した構造（図５（ｂ））、排気弁弁傘の形状をテーパ状にした構造（図５（ｃ））、リセス形成と弁傘形状変更を組み合わせた構造（図５（ｄ））について、クランク角度に対するモーメントまたは起振力の変化を示している。なお、図に見るように、図５（ｂ）のリセスは図５（ｄ）のリセスより大きく形成されている。

[0029] 図4（ａ）は、弁傘とシリンダ壁が最も近い方向に働く排気弁のモーメントがクランク角度にしたがって変化する様子を示す。図４（ａ）のグラフから分かるように、排気行程の部分にモーメントが大きくなる領域が存在している。また、図４（ａ）のグラフから、従来構造と比較して弁傘形状を変更することによりモーメントが減少すること、弁傘形状変更とリセスの形成を合わせることによりさらにモーメントが減少すること、また、大きなリセスを

使うとモーメントが大幅に減少することが分かる。

[0030] 図４（ｂ）は、弁傘とシリンダ壁が最も近づく方向に働く排気弁の起振力がクランク角度にしたがって変化する様子をバルブリフトの変化と共に示す。図４（ｂ）グラフからわかるように、排気行程で上記方向の起振力が大きくなる。また、図４（ｂ）のグラフから、従来構造と比較して弁傘形状を変更することにより起振力が減少すること、弁傘形状変更とリセスの形成を合わせることによりさらに起振力が減少すること、また、大きなリセスを使うと起振力が大幅に減少することが分かる。

[0031] 上に詳しく説明した通り、排気弁２の弁傘２２の形状変更と、シリンダ部１の上端部に形成されるリセス１４が、排気弁２の首振りあるいは振動を効果的に抑制することが分かる。そこで、本願発明者等は、図１に示すような排気弁構造を発明するに至ったものである。

[0032] 図６は、本実施例に用いる排気弁の弁傘の形状例を示す側面図である。本実施例に用いる排気弁は、頭頂側側部の断面が弁傘の外周縁２５で最も太く外周縁２５から頭頂に近づくにつれて細くなるように形成されている。図６（ａ）に示す弁傘形状は、テーパ角度がθの円錐台である。また、図６（ｂ）に示す弁傘形状は、テーパ角度がθの、弁傘頭頂に頂点を持つ円錐の形状をしている。円錐台の弁傘も円錐の弁傘も、テーパ角度θは、１０°から８０°の間、特に２０°から４０°の間にあることが好ましい。テーパ角度θが上述する範囲より大きくなると、弁傘の周縁部が薄くなり、強度が不足して燃焼ガスの高温でゆがんだり、また弁傘に掛かる圧力差で撓んだりしてシート部の接触が不良化する場合がある。また、テーパ角度θが上述する範囲より小さい場合は、隘路の拡幅の効果を十分に得ることができない。

[0033] 図７は、本実施例における燃焼室頂部のリセスの形状例を示す側面図である。図７（ａ）に示すリセス１４は、弁傘外縁に対向する壁面が弁軸に平行な円筒面形状を有し、排気弁２が到達しない下方部分でテーパ状に浅くなって燃焼室のシリンダ壁１３と合わさっている。なお、リセス１４下方部分のテーパ角度が、排気弁の弁傘頭頂側側面のテーパ角度θより小さい場合は、

リセス１４の壁と弁傘側縁の間の燃焼ガス通路は下方に行くにつれて通路幅が広がるようになる。これにより、リセス部分の弁傘側縁に燃焼ガスの高圧が作用するので、圧力差に起因する起振力やモーメントが十分弱くなる利点がある。図７（ｂ）に示すリセス形状は、弁傘外縁に対向する壁面が曲面になっている。曲面をしたリセス１４では、リセス１４の壁と弁傘の外周縁２５との間の距離が十分大きいので、起振力やモーメントが十分弱い。

[0034] なお、さらに、弁傘が大きくなって、弁傘の外周縁がシリンダ内壁を超えるような場合には、保全のために弁座部品を弁軸の方向に引き抜けるようにする必要から、シリンダ内壁に弁傘外縁が当たらず弁座を引き出すことができる程度の大きさを持つリセスがシリンダ壁に設けられる。弁座部品を引き抜くためのリセスにおいても、リセスの壁と弁傘側縁との間に狭い隙間ができて、燃焼ガスの流れを阻害する。したがって、このような場合においても、本発明の技術的思想に基づき、シリンダ壁の上端部に、弁傘の外周縁の外側に燃焼ガスが通る十分な隙間を持たせるリセスを備え、排気弁の弁傘頭部を断面が弁傘外周縁より頭頂に近づくにつれて細くなる形状に形成することにより、同様の効果が得られることはいうまでもない。

産業上の利用可能性

[0035] 本発明の排気弁構造を使用することにより、十分大きな排気弁および給気弁を４サイクル内燃機関に適用して、ディーゼル機関やガス機関などの排気量を増大させ、あるいは排気時間を短縮して、機関の性能を向上させることができる。

符号の説明

[0036] １　シリンダ部

１１　燃焼室

１２　排気路

１３　シリンダ内壁

１４，１４Ａ　リセス（凹み）

２　排気弁

２１　弁棒

２２　弁傘

２３　頭部

２４　排気弁シート部

２５　外周縁

２６　側縁

２７　頭頂面

３１　弁座

３２　弁座シート部

３５　弁案内

４　給気弁

４１　隘路

４２　チョーク部

請求の範囲

[請求項1] 排気弁の弁傘の側縁との間にチョークが発生しないように内壁を後退させて形成したリセスを内壁の上縁部に設けたシリンダ部と、前記弁傘の頭部の断面が該弁傘の外周縁より頭頂に近づくにつれて細くなるように形成された排気弁を備えた４サイクル内燃機関。

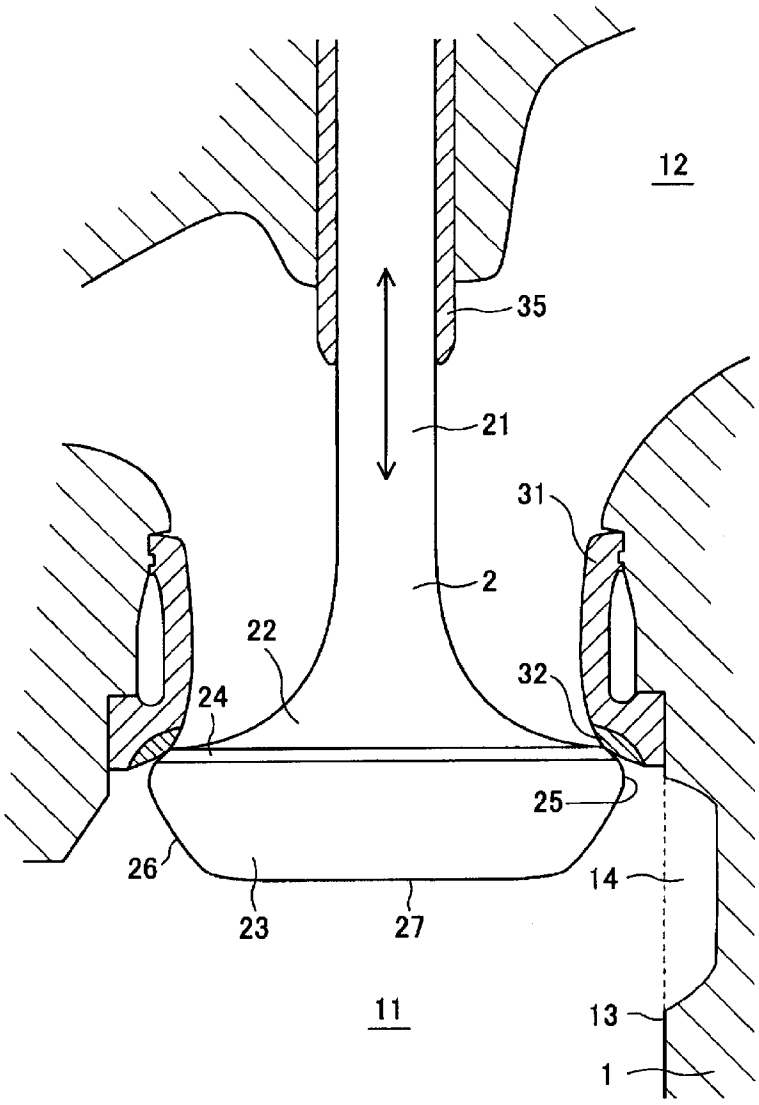
[請求項2] 前記シリンダ部のリセスが、前記弁傘の側面と該リセスの壁との間に形成されるガスの流路が前記排気弁の開閉する領域において前記弁傘の外周縁から前記シリンダ部の内部側に向けて拡幅するように形成される、請求項１記載の４サイクル内燃機関。

[請求項3] 前記弁傘の形状は、２０°から４０°の範囲内のテーパで形成されることを特徴とする、請求項１または２記載の４サイクル内燃機関。

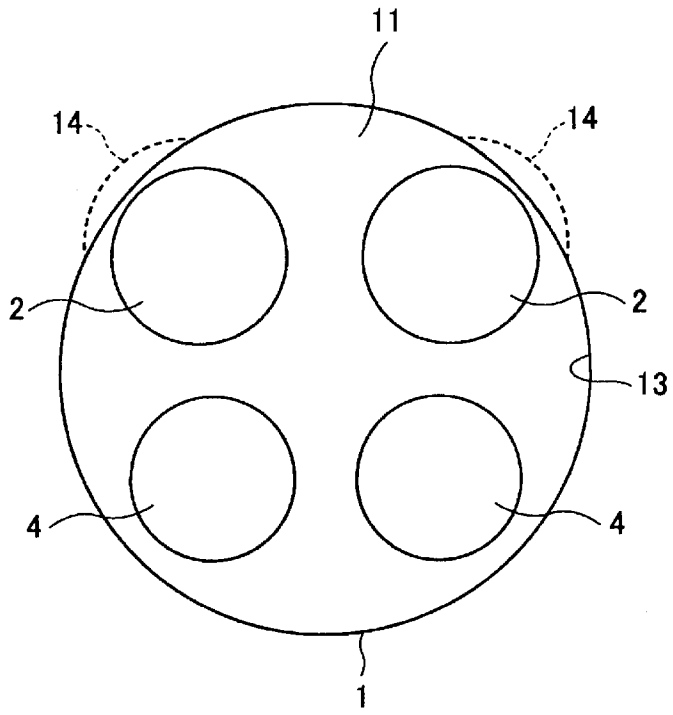
[請求項4] 燃焼室の内壁と排気弁の弁傘側縁との間が近い内燃機関に使用される排気弁であって、燃焼室の内壁と排気弁の弁傘側縁との間にチョークが発生しないように、弁傘の頭部の断面が該弁傘の外周縁より頭頂に近づくにつれて細くなる形状に形成された排気弁。

[請求項5] 前記弁傘の形状は、２０°から４０°の範囲内のテーパで形成されることを特徴とする、請求項４記載の排気弁。

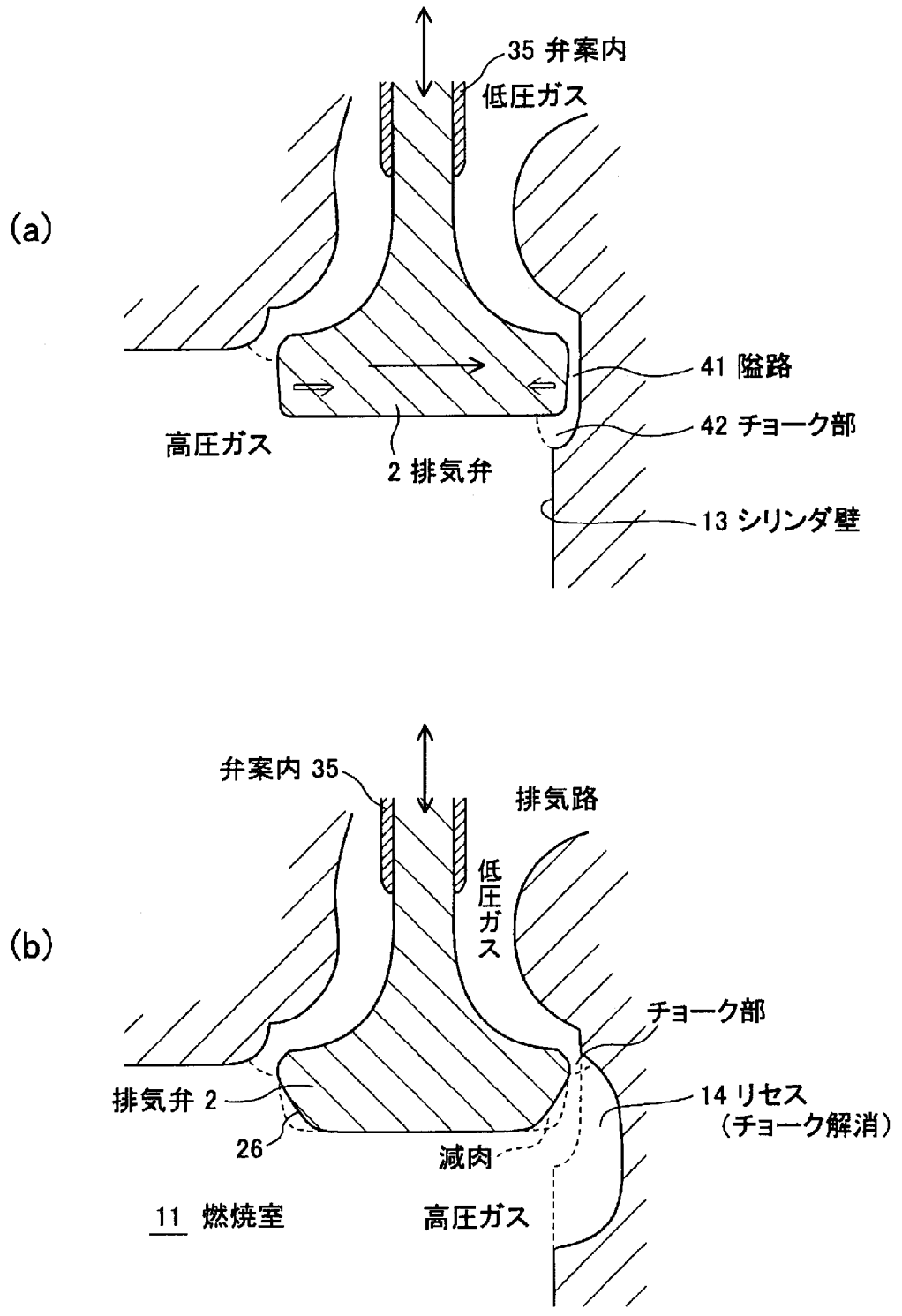
[図1]



[図2]

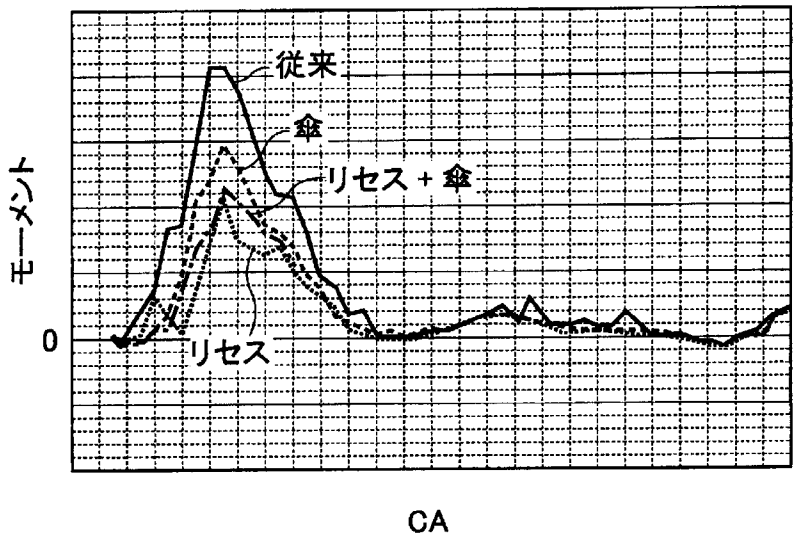


[図3]

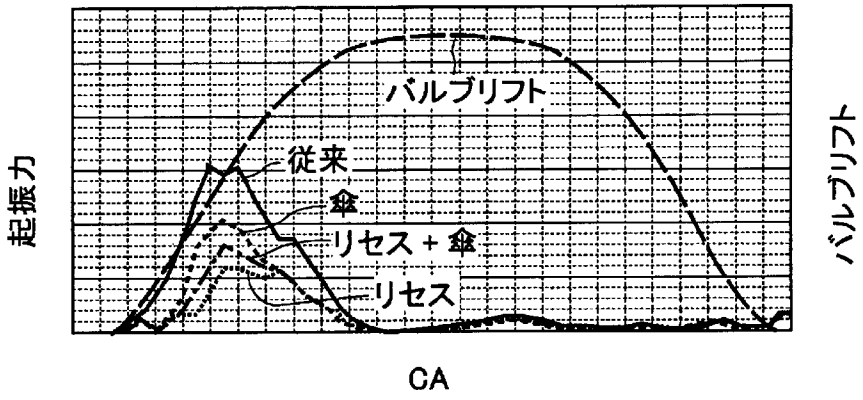

(a)
35 弁案内
低圧ガス
41 隘路
42 チョーク部
高圧ガス
2 排気弁
13 シリンダ壁
(b)
弁案内 35
排気路
低圧ガス
チョーク部
排気弁 2
14 リセス
(チョーク解消)
26
減肉
11 燃焼室
高圧ガス

[図4]

(a)

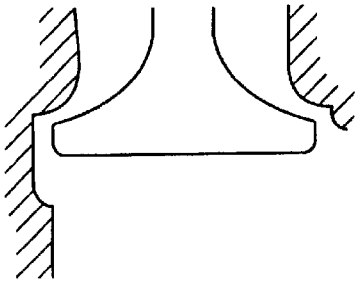


(b)

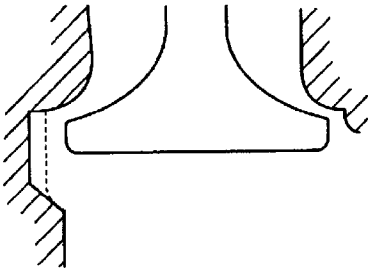


[図5]

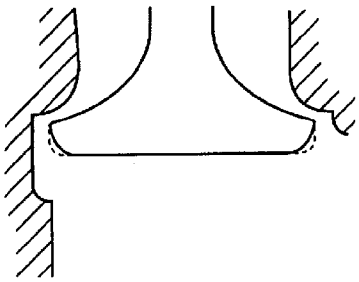
(a)



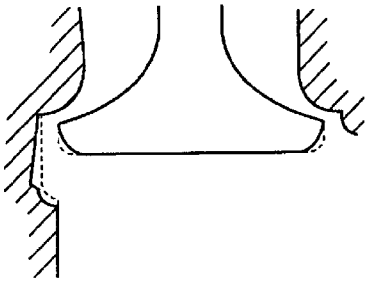
(b)



(c)

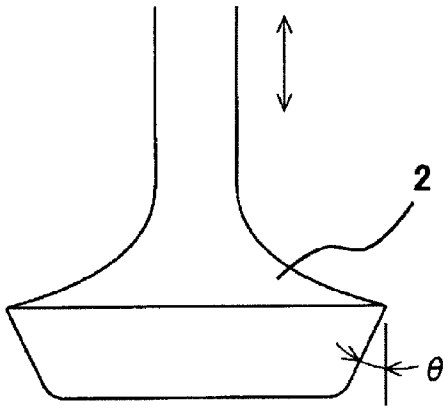


(d)

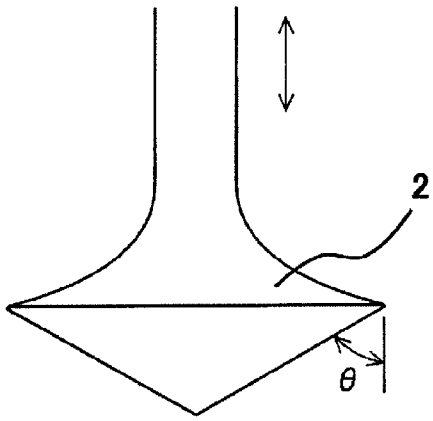


[図6]

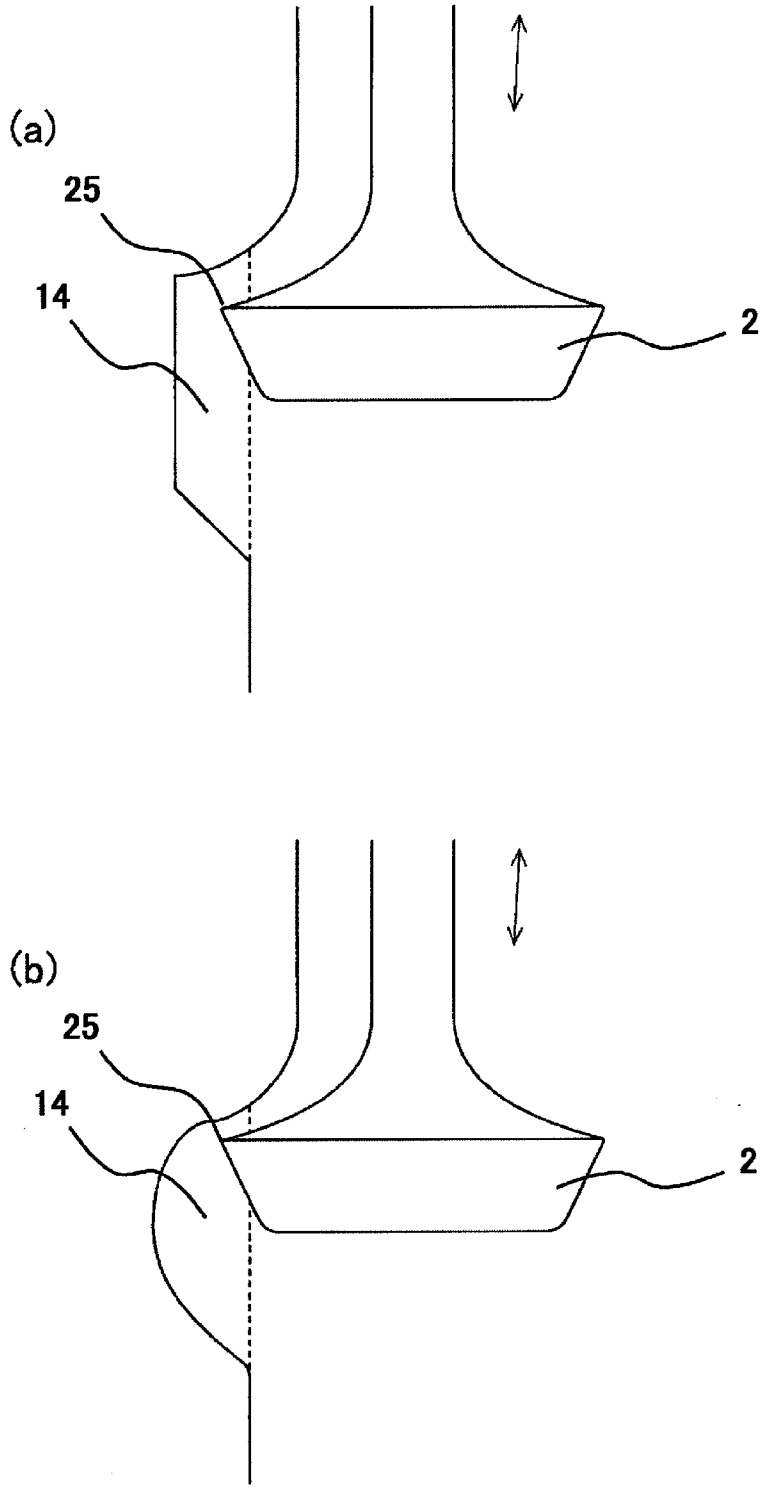
(a)



(b)



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2010/007343

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F01L3/06(2006.01)i, *F01L3/20*(2006.01)i, *F02F1/18*(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F01L3/06, F01L3/20, F02F1/18

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 3527889 B2 (Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.), 17 May 2004 (17.05.2004), paragraphs [0003] to [0017]; fig. 1, 2 (Family: none)	1,2,4
Y A	JP 2003-307106 A (Iseki & Co., Ltd.), 31 October 2003 (31.10.2003), paragraphs [0009] to [0021]; fig. 2 (Family: none)	1,2,4 3,5

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
01 March, 2011 (01.03.11)	15 March, 2011 (15.03.11)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１０／００７３４３

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01L3/06(2006.01)i, F01L3/20(2006.01)i, F02F1/18(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01L3/06, F01L3/20, F02F1/18

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１１年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１１年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１１年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Y	JP 3527889 B2（ダイハツディーゼル株式会社）2004.05.17, 段落【0003】～【0017】、図1,2（ファミリーなし）	1,2,4
Y A	JP 2003-307106 A（井関農機株式会社）2003.10.31, 段落【0009】～【0021】、図2（ファミリーなし）	1,2,4 3,5

☐　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 ０１．０３．２０１１	国際調査報告の発送日 １５．０３．２０１１
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 東京都千代田区霞が関三丁目４番３号	特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｇ　３９２６ 赤間　充 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５５