

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4019934号

(P4019934)

(45) 発行日 平成19年12月12日(2007.12.12)

(24) 登録日 平成19年10月5日(2007.10.5)

(51) Int. Cl.	F I
<b>FO2M 51/06 (2006.01)</b>	FO2M 51/06 N
<b>FO2M 61/16 (2006.01)</b>	FO2M 61/16 D
<b>FO2M 47/00 (2006.01)</b>	FO2M 47/00 B
	FO2M 47/00 F

請求項の数 10 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2002-377259 (P2002-377259)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成14年12月26日(2002.12.26)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2004-204813 (P2004-204813A)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成16年7月22日(2004.7.22)	(74) 代理人	100096998
審査請求日	平成17年1月26日(2005.1.26)		弁理士 碓氷 裕彦
前置審査		(74) 代理人	100123191
			弁理士 伊藤 高順
		(72) 発明者	吉村 徹也
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
		(72) 発明者	松本 修一
			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	小林 正和
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 制御弁および燃料噴射弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

通電により変位を発生するピエゾアクチュエータによって駆動され、シリンダ内に摺動自在に配設される摺動部とこれより大径とした弁部を有する弁部材を備えており、上記弁部を、上記シリンダに連続する高圧ポートおよびこれに対向して設けられるドレーンポートを有する弁室内に收容して、上記ドレーンポート側のドレーンシートまたは上記高圧ポート側の高圧シートに選択的に着座させることにより上記弁室とオリフィスを介して連通する制御室の制御圧力を増減させる制御弁であって、

上記弁部材を上記ドレーンシート着座方向に付勢するバルブスプリングを設け、上記ドレーンシートのシート径をD1、上記高圧シートのシート径をD2、上記摺動部の摺動径をD3とした時に、ドレーンシート径D1 > 高圧シート径D2 > 摺動径D3となるように構成し、

上記ピエゾアクチュエータが伸長したときに上記弁部材が上記ドレーンシートから離座し上記ドレーンポートを開放するとともに上記高圧シートに着座し上記高圧ポートを閉鎖し、上記ピエゾアクチュエータが収縮したときに上記弁部材が上記高圧シートから離座し上記高圧ポートを開放するとともに上記ドレーンシートに着座し上記ドレーンポートを閉鎖することを特徴とする制御弁。

【請求項2】

上記シリンダの上記高圧ポートと反対側の端部にスプリング室を設けて上記バルブスプリングを收容した請求項1記載の制御弁。

10

20

**【請求項 3】**

上記ピエゾアクチュエータの変位を、大径ピストンおよび小径ピストンとその間に配した油密室からなる変位拡大機構を介して、上記弁部材に伝達する請求項 1 または 2 記載の制御弁。

**【請求項 4】**

上記弁部の第 1 の面が上記ドレーンシートに、上記弁部の第 2 の面が上記高圧シートに着座するように構成するとともに、フラットな面とした上記ドレーンシート面に着座する上記弁部材の上記第 1 の面を、上記ドレーンシート面に対し、外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面に近づく方向に傾斜する傾斜面として、着座時に上記第 1 の面の外周縁部が上記ドレーンシート面に当接させ、上記弁部材が最大リフトした場合にドレーンシート径 D 1 で規定されるシート位置が最小絞り位置となるようにした請求項 1 ないし 3 のいずれか記載の制御弁。

10

**【請求項 5】**

上記第 1 の面の外周縁部に、外周端縁よりやや内側に設定されたシート位置から外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面から離れる方向に傾斜する傾斜面を設け、該傾斜面と上記ドレーンシート面のなす角度を、作動流体中の異物を捕捉可能な角度に設定した請求項 4 記載の制御弁。

**【請求項 6】**

上記第 1 の面の外周縁部に、外周端縁よりやや内側に設定されたシート位置から外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面から離れる方向に傾斜する傾斜面を設け、該傾斜面と上記ドレーンシート面のなす角度を、 $0.5^\circ$  から  $10^\circ$  の範囲に設定した請求項 4 記載の制御弁。

20

**【請求項 7】**

上記第 1 の面において、上記シート位置の内側の傾斜面と外側のなす角度を鈍角とした請求項 5 または 6 記載の制御弁。

**【請求項 8】**

上記第 2 の面および上記高圧シート面をそれぞれテーパ面とし、かつ着座時に上記第 2 の面の外周縁部が上記高圧シート面に当接するように、これらテーパ面のテーパ角度を設定した請求項 4 ないし 7 のいずれか記載の制御弁。

**【請求項 9】**

上記第 2 の面と上記高圧シート面のシート重なり部の幅を  $0.1\text{ mm}$  以下とした請求項 8 記載の制御弁。

30

**【請求項 10】**

上記弁室と上記オリフィスを介して常時連通しノズルニードルに閉弁方向の圧力を作用させる制御室を設け、上記アクチュエータで上記弁部材を駆動することにより、上記制御室の圧力を増減させて上記ノズルニードルを開閉する請求項 1 ないし 9 のいずれか記載の燃料噴射弁。

**【発明の詳細な説明】****【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は内燃機関の燃料噴射装置に用いられる制御弁に関し、詳しくはピエゾアクチュエータで駆動される 3 方弁構造の圧力バランス型制御弁の改良に関する。

40

**【0002】****【従来の技術】**

ディーゼルエンジンのコモンレール燃料噴射システムにおいて、コモンレールからの燃料を燃料噴射弁の燃料通路に導入するとともに、ノズルニードルの後端面を室壁とする制御室に導入し、ノズルニードルに閉弁方向の圧力を作用させる制御油として使用することが行われている。制御室の圧力は、アクチュエータによって駆動される制御弁にて制御され、制御室の圧力が低下するとノズルニードルが離座して燃料噴射がなされる。制御室の圧力が上昇するとノズルニードルが着座して燃料噴射が停止される。アクチュエータには、

50

例えば、応答性の良好な piezoアクチュエータを用いることができる。

【0003】

このような制御弁の従来技術として、例えば、特許文献1、2が挙げられる。特許文献1に記載される制御弁は、2方弁で、制御室に連通する流入孔と流出孔の間を開閉する制御ピストンを有し、その両端には力補償用のガイド付加部とセンタリング付加部が設けられている。センタリング付加部は弁座に対する制御ピストンの位置決めを改善してシール性を向上する。この構成において、制御ピストンが弁座から離座すると制御室とドレーン通路が連通し、制御室から燃料が流出する。制御室とドレーン通路との間が遮断されると、コモンレールから導入される燃料によって制御室の圧力が上昇する。

【0004】

また、特許文献2では、2方弁に代えて3方弁構造の制御弁を使用することが記載されている。3方弁は、ドレーン通路に至る第1のシートまたはコモンレールに至る第2のシートにそれぞれ着座し得る大径の弁部と摺動部を有し、着座位置によって制御室とドレーンポートまたは高圧ポートとの連通を切換えるようになっている。このようにすると、燃料噴射中は制御室とドレーンポートが連通し、高圧ポートは閉鎖されるので、燃料の流出を制限することができる。

【0005】

【特許文献1】

特開2001-82295号公報

【特許文献2】

特開2000-130614号公報

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記従来品の制御弁、特に、2箇所のシート部と摺動部で構成される3方弁構造の制御弁について検討したところ、弁構成によっては作動が不安定となったり、アクチュエータのエネルギーロスが大きくなる不具合があることが判明した。さらに、弁部形状によっては燃料中の異物による摩耗が生じて経時劣化が大きくなるといったおそれがあった。

【0007】

本発明は上記実情に鑑みなされたもので、制御弁各部の形状やシート径、摺動径等を適切に設定することにより、制御弁の作動の安定性を向上させ、さらに耐摩耗性を改善することにより、高性能で信頼性、耐久性に優れた制御弁および燃料噴射弁を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

本発明請求項1記載の制御弁は、通電によって変位を発生する piezoアクチュエータによって駆動され、シリンダ内に摺動自在に配設される摺動部とこれより大径とした弁部を有する弁部材を備える。上記弁部は、上記シリンダに連続する高圧ポートおよびこれに対向して設けられるドレーンポートを有する弁室内に収容されており、上記弁部を上記ドレーンポート側のドレーンシートまたは上記高圧ポート側の高圧シートに選択的に着座させることにより上記弁室とオリフィスを介して連通する制御室の制御圧力を増減するようになっている。また、上記制御弁は、上記弁部材を上記ドレーンシート着座方向に付勢するバンプスプリングを設け、上記ドレーンシートのシート径をD1、上記高圧シートのシート径をD2、上記摺動部の摺動径をD3とした時に、ドレーンシート径D1 > 高圧シート径D2 > 摺動径D3となるように構成し、上記 piezoアクチュエータが伸長したときに上記弁部材が上記ドレーンシートから離座し上記ドレーンポートを開放するとともに上記高圧シートに着座し上記高圧ポートを閉鎖し、上記 piezoアクチュエータが収縮したときに上記弁部材が上記高圧シートから離座し上記高圧ポートを開放するとともに上記ドレーンシートに着座し上記ドレーンポートを閉鎖する。

【0009】

上記構成において、上記弁部が上記ドレーンシートを閉鎖して上記高圧ポートを開放すると、上記高圧ポートから作動油が流入し制御圧力が上昇する。一方、上記弁部が上記ドレーンシートを開放して上記高圧ポートを閉鎖すると、上記ドレーンポートへ作動油が流出するため制御圧力が低下する。この時、上記弁部に連結される摺動部を設けて上記高圧ポートからの圧力を作用させ、各シート径 $D_1$ 、 $D_2 \geq$ 摺動径 $D_3$ となるように形成すれば、作動が不安定になることなく、各シート部の開弁または閉弁時の負荷を小さくできる。さらに、アクチュエータの出力特性を考慮すると、例えばピエゾアクチュエータは変位が発生力と反比例する特性を有するため、これを効率よく利用するには上記ドレーンシートの開弁力 $\geq$ 上記高圧シートの閉弁力とするのがよく、ドレーンシート径 $D_1 \geq$ 高圧シート径 $D_2$ とすることでこれを実現できる。よって、作動の安定性を向上させ、エネルギーロスを小さくして、高性能で高効率かつ信頼性に優れた制御弁が得られる。このように、各シート径 $D_1$ 、 $D_2$ を摺動径 $D_3$ よりやや大きく形成すると、上記弁部を上記ドレーンシートに確実に着座させ、または上記高圧シートからの離座を容易にできる。また、上記ドレーンシート径 $D_1$ を上記高圧シート径 $D_2$ より大きくし、上記ドレーンシートを開弁する時に負荷が最大になるようにすると、エネルギー効率が向上する。

10

また、応答性の良好なピエゾアクチュエータは制御弁の駆動用として有効であるが、その出力特性から3方弁に適用して安定した動作とエネルギー効率を両立させることは難しい。本発明の構成とすることで、その出力特性を効果的に利用して必要な変位と発生力を得、確実にしかも効率よい動作を実現することができる。

【0010】

20

請求項2記載の発明では、上記シリンダの上記高圧ポートと反対側の端部にスプリング室を設けて上記バルブスプリングを収容する。

【0012】

請求項3記載の発明では、上記ピエゾアクチュエータの変位を、大径ピストンおよび小径ピストンとその間に配した油密室からなる変位拡大機構を介して、上記弁部材に伝達する構成とする。

【0013】

応答性の良好なピエゾアクチュエータは制御弁の駆動用として有効であるが、その出力特性から3方弁に適用して安定した動作とエネルギー効率を両立させることは難しい。本発明の構成とすることで、その出力特性を効果的に利用して必要な変位と発生力を得、確実にしかも効率よい動作を実現することができる。

30

【0014】

請求項4記載の発明では、上記弁部の第1の面が上記ドレーンシートに、上記弁部の第2の面が上記高圧シートに着座するように構成する。そして、フラットな面とした上記ドレーンシート面に着座する上記弁部材の上記第1の面を、上記ドレーンシート面に対し、上記ドレーンシート面に対し、外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面に近づく方向に傾斜する傾斜面として、着座時に上記第1の面の外周縁部を上記ドレーンシート面に当接させ、上記弁部材が最大リフトした場合にドレーンシート径 $D_1$ で規定されるシート位置が最小絞り位置となるようにしてある。

【0015】

40

2箇所のシート的一方をフラットな面とすると軸ずれを許容できるが、シート位置が不安定となるため、これに当接する上記弁部の第1の面を傾斜面とし、外周縁部がシート位置となるようにする。これによりシート位置が安定し、上記シート径と摺動径の関係を維持できる。

【0016】

請求項5記載の発明では、上記第1の面の外周縁部に、外周端縁よりやや内側に設定されたシート位置から外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面から離れる方向に傾斜する傾斜面を設け、該傾斜面と上記ドレーンシート面のなす角度を、作動流体中の異物を捕捉可能な角度に設定する。

【0017】

50

上記ドレーンシートの閉弁時、上記シート位置の上下流の差圧が大きいため、シート部に漏れがあると異物による摩耗が進行しやすい。上記構成のように、上記第1の面の外周縁部を外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面から離れる方向に傾斜する傾斜面としてその角度を小さく設定すると、シート位置の上流で異物を捕捉できるので、耐摩耗性を向上できる。

【0018】

請求項6記載の発明では、上記シート位置の外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面から離れる方向に傾斜する上記傾斜面と上記ドレーンシート面のなす角度を、 $0.5^\circ$ から $10^\circ$ の範囲に設定する。この範囲で適切に設定することにより上記請求項5の効果が得られる。

10

【0019】

請求項7記載の発明では、上記第1の面において、上記シート位置の内側の傾斜面と外側の傾斜面のなす角度を鈍角とする。

【0020】

異物等によりシートの一部が欠けた場合、漏れ経路が長いほど流速が小さくなるため、摩耗に対して有利となる。上記シート位置の内側の傾斜面と外側の傾斜面のなす角度が鈍角であれば、漏れ経路が長くなるので摩耗を抑制する効果が高い。

【0021】

請求項8記載の発明では、上記第2の面および上記高圧シート面をそれぞれテーパ面とし、着座時に上記第2の面の外周縁部が上記高圧シート面に当接するように、これらテーパ面のテーパ角度を設定する。

20

【0022】

上記第2の面が上記高圧シートに着座した時に、上記第2の面の外周縁部がシート位置になるようにすると、シート位置の上流側にシート重なり部が形成される。流体力が作用しやすいシート重なり部で流体が圧縮される方向となるようにシートを構成することで、静圧低下を小さくして作動の安定性が向上する。

【0023】

請求項9記載の発明では、上記第2の面と上記高圧シート面のシート重なり部を $0.1\text{ m}$ 以下とする。

【0024】

流体力の影響を小さくするには、シート重なり部が小さいほどよく、好ましくはシート重なり部の幅を $0.1\text{ mm}$ 以下とすると効果的である。

30

【0025】

請求項10は、上記制御弁を用いた燃料噴射弁の発明であり、上記弁室と上記オリフィスを介して常時連通しノズルニードルに閉弁方向の圧力を作用させる上記制御室を備え、上記アクチュエータで上記弁部材を駆動することにより、上記制御室の圧力を増減させて上記ノズルニードルを開閉する構成とする。

【0026】

本発明の制御弁は、燃料噴射弁のニードル背圧の制御用として有用で、上記弁部材を上記ドレーンシートまたは上記高圧シートに選択的に着座させると、上記弁室に連通する上記制御室の圧力が増減し、上記ノズルニードルを開閉駆動して燃料噴射を制御することができる。

40

【0027】

【発明の実施の形態】

以下、図面に基づいて本発明の第1の実施形態を説明する。図2は本発明の制御弁構成を背圧制御部102に適用した燃料噴射弁10の概略構成図、図1は背圧制御部102を拡大した図である。燃料噴射弁10は、例えば、ディーゼルエンジンのコモンレール式燃料噴射システムに使用され、エンジンの各気筒に対応して設けられて、共通のコモンレールから燃料の供給を受けるようになっている。コモンレールには高圧サプライポンプにより圧送される燃料が噴射圧力に相当する所定の高圧で蓄えられる。

50

## 【 0 0 2 8 】

図 2 において、燃料噴射弁 1 0 は、ノズルニードル 3 を有するノズル部 1 0 1 ( 下端部 ) 、 3 方弁構造の背圧制御部 1 0 2 ( 中間部 ) 、 ピエゾアクチュエ - タとしてのピエゾスタック 5 1 を有するピエゾ駆動部 1 0 3 ( 上端部 ) からなる。燃料噴射弁 1 0 は、図略の燃焼室壁に取付けられるハウジング 1 0 4 を有し、ハウジング 1 0 4 内には上記各部 1 0 1 ~ 1 0 3 の構成部品が収納されるとともに、図略のコモンレールに連通する高圧通路 1 0 5 、 図略の燃料タンクに連通するドレーン通路 1 0 6 等の通路が形成される。

## 【 0 0 2 9 】

ノズル部 1 0 1 は、ハウジング 1 0 4 の下端部内に形成した縦穴 3 1 に、段付きのノズルニードル 3 を摺動自在に保持しており、ノズルニードル 3 の下半小径部の外周には環状の油溜まり室 3 2 が形成されている。油溜まり室 3 2 は常時高圧通路 1 0 5 と連通しコモンレールからの高圧燃料が供給されている。縦穴 3 1 の下方には、これに連なってサック部 3 3 が形成され、サック部 3 3 形成壁を貫通して燃料噴射用の噴孔 3 4 が形成される。

10

## 【 0 0 3 0 】

ノズルニードル 3 は下端位置にある時に、円錐形の先端部がサック部 3 3 と縦穴 3 1 の境界部に設けたシート 3 5 に着座し、サック部 3 3 を閉じて油溜まり室 3 2 から噴孔 3 4 への燃料供給を遮断する。ノズルニードル 3 が上昇してシート 3 5 から離座し、サック部 3 3 を開くと燃料が噴射される。

## 【 0 0 3 1 】

ノズルニードル 3 の上端面および縦穴 3 1 の壁面により画成される空間は、ノズルニードル 3 に背圧を与える制御室 4 としてある。制御室 4 には、後述する背圧制御部 1 0 2 の弁室 2 1 およびオリフィス 2 4 を介して、また、高圧通路 1 0 5 からサブオリフィス 4 1 を介して、制御油としての燃料が導入されており、ノズルニードル 3 の背圧を発生している。この背圧はノズルニードル 3 に下向きに作用して、制御室 4 内に収納されたスプリング 4 2 とともにノズルニードル 3 を着座方向に付勢する。一方、油溜まり室 3 2 の高圧燃料がノズルニードル 3 の段差面に上向きに作用しノズルニードル 3 を離座方向に付勢している。

20

## 【 0 0 3 2 】

背圧制御部 1 0 2 は、圧力バランス型の 3 方弁構造を有し、弁部材であるバルブニードル 1 が弁室 2 1 の天井面に開口するドレーンポート 2 2 または底面に開口する高圧ポート 2 3 を選択的に閉鎖することにより、制御圧力を増減する。ドレーンポート 2 2 と高圧ポート 2 3 は弁室 2 1 の天井面中央部と底面中央部の対向位置に設けられ、ドレーンポート 2 2 は通路 2 6 を介してドレーン通路 1 0 6 と連通し、高圧ポート 2 3 は通路 2 5 を介して高圧通路 1 0 5 と連通している。弁室 2 1 は、オリフィス 2 4 を介して、常時、ノズル部 1 0 1 の制御室 4 と連通している。

30

## 【 0 0 3 3 】

図 1 ( a ) に背圧制御部 1 0 2 の主要部を拡大して示す。図示のように、バルブニードル 1 は、下端部が高圧ポート 2 3 に続くシリンダ 2 7 内に配設されて上下方向に摺動する摺動部 1 2 となっており、上端部はこれより大径の弁部 1 1 となっており弁室 2 1 内に位置している。弁部 1 1 と摺動部 1 2 をつなぐ細径部 1 3 は高圧ポート 2 3 内に位置し、その周囲に形成される環状空間に高圧通路 1 0 5 へ至る通路 2 5 が開口している。

40

## 【 0 0 3 4 】

バルブニードル 1 が上端位置にある時には、弁部 1 1 の第 1 の面であるフラットな頂面 1 a が、弁室 2 1 天井面のドレーンシート 1 4 に着座してドレーンポート 2 2 を閉鎖する。バルブニードル 1 が下端位置にある時には、第 2 の面である弁部 1 1 の定径部から細径部 1 3 へ向けて縮径するテーパ面 1 b が、弁室 2 1 底面の高圧シート 1 5 に着座する。これにより、高圧ポート 2 3 が閉鎖される。バルブニードル 1 は、ピエゾ駆動部 1 0 3 により押圧駆動されることで上下動するようになっており、作動状態が切り換わるのに伴い、弁室 2 1 に連通する制御室 4 の圧力、すなわちノズルニードル 3 の背圧が増減する。

## 【 0 0 3 5 】

50

バルブニードル 1 の摺動部 1 2 下方には、バルブスプリング 6 を收容するスプリング室 6 1 が設けてある。バルブニードル 1 は、バルブスプリング 6 によって上方に付勢されており、なお、スプリング室 6 1 は、密室となってダンパ力が生じないように、連通路 6 2 を介してドレーン通路 1 0 6 に通じている。このようにすると、バルブニードル 1 の下方への移動が抑制されることがなく、噴射開始時に弁部 1 1 がドレーンシート 1 5 から速やかに離座する。

【 0 0 3 6 】

図 2 において、 Piezo 駆動部 1 0 3 は、弁室 2 1 の上方に形成した縦穴内に、上側から順に Piezo スタック 5 1、大径の Piezo ピストン 5 2、小径のバルブピストン 5 4 が同軸に配設されてなる。Piezo ピストン 5 2 とバルブピストン 5 4 は、縦穴内に設けたシリンダ 10

【 0 0 3 7 】

Piezo スタック 5 1 は P Z T 等の圧電セラミック層と電極層とが交互に積層してコンデンサ構造を有する一般的なもので、積層方向すなわち上下方向を伸縮方向としており、図示しない駆動回路により充放電されるようになっている。Piezo スタック 5 1 には、Piezo ピストン 5 2 の上端部外周に設けられた Piezo スプリング 5 5 により一定の初期荷重が印加される。これにより、Piezo ピストン 5 2 は Piezo スタック 5 1 の伸縮に伴い、一体に上下動する。

【 0 0 3 8 】

バルブピストン 5 4 は、小径の下端部がドレーンポート 2 2 を貫通し、弁室 2 1 内のバルブニードル 1 に当接している。Piezo ピストン 5 2 とバルブピストン 5 4 の間には、燃料が充填されて油密室 5 3 を形成している。従って、Piezo スタック 5 1 が伸長して Piezo ピストン 5 2 を押圧すると、その押圧力が油密室 5 3 の燃料を介してバルブピストン 5 4 に伝えられ、バルブピストン 5 4 が下方に付勢されてバルブニードル 1 を押圧するようになっている。

【 0 0 3 9 】

ここで、バルブピストン 5 4 は、Piezo ピストン 5 2 よりも小径としてあるので、Piezo スタック 5 1 の伸長量が拡大されてバルブピストン 5 4 の上下方向の変位に変換される。このように、大小 2 つのピストン 5 2、5 4 と油密室 5 3 とは、油圧式変位拡大機構として機能する。なお、油密室 5 3 内にはスプリング 5 6 が配設されて、Piezo ピストン 5 2 を Piezo スタック 5 1 側に押圧している。

【 0 0 4 0 】

次に、図 3 を用いて上記構成の燃料噴射弁 1 0 の作動を説明する。図 3 左側の図は Piezo スタック 5 1 の非通電時で、Piezo スタック 5 1 は放電状態で収縮している。バルブニードル 1 は、弁室 2 1 内の燃料圧力とスプリング 6 力により上方に付勢されて、弁部 1 1 がドレーンシート 1 4 に着座してドレーンポート 2 2 を閉鎖しており、ドレーンシート 1 4 に対向する高圧シート 1 5 は開放されている。従って、制御室 4 は、オリフィス 2 4、弁室 2 1、高圧ポート 2 3 を介して高圧通路 1 0 5 に連通するとともに、サブオリフィス 4 1 を介して高圧通路 1 0 5 に連通し、高圧通路 1 0 5 から流入する燃料により高圧となっ 40

【 0 0 4 1 】

この状態から、Piezo スタック 5 1 に通電すると、図 3 右側の図のように Piezo スタック 5 1 が伸長し、Piezo ピストン 5 2 を押し下げて油密室 5 3 の圧力を上昇させる。この圧力がバルブピストン 5 4 を作動させてバルブニードル 1 を押し下げる。これにより、弁部 1 1 がドレーンシート 1 4 から離座してドレーンポート 2 2 を開放し、さらに下方変位して高圧シート 1 5 に着座し高圧ポート 2 3 を閉鎖する。従って、制御室 4 が弁室 2 1 を介してドレーンポート 2 2 に連通するために、制御室 4 の圧力が降下し、ノズルニードル 3 の下向きの付勢力が上向きの付勢を下回ると、ノズルニードル 3 が離座して燃料噴射が開 50

始される。

【 0 0 4 2 】

噴射停止時は、ピエゾスタック 5 1 を放電により収縮させる。すると、ピエゾピストン 5 2 がピエゾスタック 5 1 と一体になって上方へ変位し、油密室 5 3 の圧力が低下してバルブピストン 5 4 によるバルブニードル 1 の押し下げ力が解除される。これにより、弁部 1 1 が高圧シート 1 5 から離座し、次いでドレーンシート 1 4 に着座してドレーンポート 2 2 を閉鎖する。従って、制御室 4 にオリフィス 2 4、サブオリフィス 4 1 を介して流入する高圧燃料により、速やかに圧力が上昇して、ニードル 3 が着座し噴射が終了する。

【 0 0 4 3 】

なお、サブオリフィス 4 1 は、噴射開始時に制御室 4 の圧力降下を緩和し、噴射停止時には制御室 4 の圧力上昇を促進して、ノズルニードル 3 を緩やかに開弁し、迅速に閉弁させる機能を有する。

10

【 0 0 4 4 】

ところで、ピエゾスタック 5 1 の伸縮によりバルブニードル 1 を駆動する際には、バルブニードル 1 のシート部構成がその作動に大きく影響する。そこで、本実施の形態では、このシート部構成を最適化することにより、安定で効率のよい背圧制御を実現する。これについて次に説明する。

【 0 0 4 5 】

図 1 ( b ) は、ピエゾスタック 5 1 に非通電の状態、バルブニードル 1 は弁部 1 1 が上端位置にあって頂面 1 a 外周部がドレーンシート 1 4 に着座している。高圧ポート 2 2 には通路 2 5 から高圧燃料が流入し、この燃料圧は、バルブニードル 1 の弁部 1 1 に対し上向きに作用するとともに、摺動部 1 2 に対し下向きに作用している。この時、ドレーンシート径を  $D 1$ 、摺動径を  $D 3$  とすると、 $\frac{1}{4} ( D 1^2 - D 3^2 )$  の面積に高圧が作用することになる。本実施の形態では、 $D 1 > D 3$  とし、僅かに  $D 1$  を大きくすることで、弁部 1 1 がドレーンシート 1 4 から離座して開弁する際の負荷を小さくし、かつ安定した作動を可能とする。

20

【 0 0 4 6 】

すなわち、 $D 1$  と  $D 3$  が同等であれば、上記面積に作用する燃料圧に抗してドレーンシート 1 4 を開弁するのに必要な力 ( バルブ開弁力 ) が小さくなるため、ピエゾスタック 5 1 の駆動エネルギーを小さくできる。ただし、非噴射時に弁部 1 1 をドレーンシート 1 4 に確実に着座させるために、好ましくは、図 1 ( b ) に示すように僅かに  $D 1$  を大きくするのがよく、バルブニードル 1 に上向きの燃料圧を作用させてドレーンシート 1 4 への着座状態を維持できる。なお、この逆の設定では ( $D 1 < D 3$ )、バルブニードル 1 に下向きに作用する燃料圧の方が大きくなるため、高圧が作用した時点で弁部 1 1 がドレーンシート 1 4 から離座してしまい、意図しない噴射が生じるなど制御性が悪化する。

30

【 0 0 4 7 】

一方、ピエゾスタック 5 1 通電時には、図 1 ( c ) のように、バルブニードル 1 の弁部 1 1 が下端位置にあってテーパ面 1 b が高圧シート 1 5 に着座している。高圧ポート 2 2 の燃料圧は、弁部 1 1 のテーパ面 1 b に対し上向きに作用するとともに、摺動部 1 2 に対し下向きに作用している。この時、高圧シート径を  $D 2$ 、摺動径を  $D 3$  とすると、 $\frac{1}{4} ( D 2^2 - D 3^2 )$  の面積に高圧が作用することになる。本実施の形態では、 $D 2 > D 3$  とし、僅かに  $D 2$  を大きくすることで、弁部 1 1 が高圧シート 1 5 に着座して閉弁する際の負荷を小さくし、かつ安定した作動を可能とする。

40

【 0 0 4 8 】

すなわち、 $D 2$  と  $D 3$  が同等であれば、上記面積に作用する燃料圧に抗して高圧シート 1 5 を閉弁するのに必要な力 ( バルブ閉弁力 ) が小さくなるため、ピエゾスタック 5 1 の駆動エネルギーを小さくできる。ただし、噴射停止時に弁部 1 1 を高圧シート 1 5 から確実に離座させるために、好ましくは、図 1 ( c ) に示すように僅かに  $D 2$  を大きくするのがよい。この逆の設定では ( $D 2 < D 3$ )、バルブニードル 1 に下向きに作用する燃料圧の方が大きくなるため、ピエゾスタック 5 1 への通電を解除してもバルブニード

50

ル 1 が初期位置（上端位置）に復帰せず、制御性が悪化する。

【 0 0 4 9 】

さらに、ドレーンシート径  $D_1$  と高圧シート径  $D_2$  について検討する。ピエゾスタック 5 1 の出力特性は、図 4 に示す通りであり、ピエゾ発生力と変位は反比例の関係にある。すなわち、ピエゾスタック 5 1 は変位が小さい時には大荷重を発生し、変位が大きい時には小荷重を発生するという特性を持っており、この特性に対し、上述のバルブ開弁力とバルブ閉弁力が平行になるように設定することが、最もピエゾスタック 5 1 のエネルギーロスの小さい使用法となる。ここで、ピエゾスタック 5 1 通電時、弁部 1 1 はドレーンシート 1 4 から離座した後、高圧シート 1 5 に着座するために、さらに下方変位するから、必要な変位量を確保し、かつバルブ開弁力とバルブ閉弁力が平行になるように設定するには、バルブ開弁力 > バルブ閉弁力となる。すなわち  $D_1 > D_2$  となり、好ましくは僅かに  $D_1$  を大きくするのがよい。

10

【 0 0 5 0 】

以上より、ドレーンシート径  $D_1$ 、高圧シート径  $D_2$ 、摺動径  $D_3$  の関係は、 $D_1 > D_2 > D_3$ とし、好ましくは、ドレーンシート径  $D_1$  が高圧シート径  $D_2$  より僅かに大きく、高圧シート径  $D_2$  が摺動径  $D_3$  より僅かに大きくなるように構成するとよい。

【 0 0 5 1 】

ここで、ピエゾスタック 7 1 で発生する駆動力は、バルブ油密室 7 3 c の圧力上昇により、弁室 6 1 内の燃料圧力やスプリングの上向き付勢力に抗して制御弁 6 を低圧側シート 6 4 から離座させ、さらに下方変位させて高圧側シート 6 5 に着座可能な駆動力となるように設定される。

20

【 0 0 5 2 】

図 5 に本発明の第 2 の実施形態を示す。本実施形態の基本構成および作動は上記第 1 の実施形態と同様であり、図 5 ( a ) に示す背圧制御部 1 0 2 においてバルブニードル 1 のドレーンシート 1 4 側のシート形状（バルブ上シート形状）を改良している。図 5 ( b ) のように、上記第 1 の実施形態のバルブニードル 1 は、ドレーンシート 1 4 を開閉する弁部 1 1 の頂面 1 a をフラットな面としたが、このようにシート形状をフラットな面接触とすると、バルブニードル 1 のリフト量が 0 の時（閉弁時）、シート位置が  $D_a$ （弁部 1 1 外径）～  $D_b$ （ドレーンポート 2 2 径）の間のどこになるかはつきりせず、不安定になるおそれがある。

30

【 0 0 5 3 】

また、例えばリフト量  $L_a$  の場合、開口面積  $A_1$ 、 $A_2$  はそれぞれ以下のようになり、最小絞り位置が径方向内側の  $D_b$  となる。

$$\text{開口面積 } A_1 : D_a \times L_a \times$$

$$\text{開口面積 } A_2 : D_b \times L_a \times$$

このため、バルブニードル 1 がドレーンシート 1 4 に対し閉弁方向に移動する時、最小絞り位置が実シートとなり、上記第 1 の実施形態で述べたドレーンシート径  $D_1 > \text{摺動径 } D_3$ の関係が崩れて、バルブ挙動が不安定になる可能性がある。

【 0 0 5 4 】

そこで、本実施形態では、図 5 ( c ) のように、弁部 1 1 の頂面 1 a 外周部をドレーンシート 1 4 に対し傾斜面とし、外周へ向けて緩やかにドレーンシート 1 4 に近づく方向に傾斜させる。この場合、シート位置  $D_a$  におけるリフト量  $L_a$  に対して、 $D_b$  でのリフト量が  $L_b$  となり、開口面積  $A_1$ 、 $A_2$  はそれぞれ以下ようになる。

40

$$\text{開口面積 } A_1 : D_a \times L_a \times$$

$$\text{開口面積 } A_2 : D_b \times L_b \times$$

よって、 $A_1 < A_2$  となるようにシート形状を設定すれば、最小絞り位置がシート位置  $D_a$  となる。このためには、

$$D_a \times L_a \times < D_b \times L_b \times$$

であればよく、頂面 1 a 外周部のドレーンシート 1 4 に対する傾斜角度を  $\theta$  とすると、 $L$

50

$b = \tan^{-1} \left( \frac{D_a - D_b}{2L_a} \right)$ となるので、  
 $D_a \times L_a \times \left\{ \tan^{-1} \left( \frac{D_a - D_b}{2L_a} \right) \right\}$ より、  
 $> \tan^{-1} \left( \frac{2L_a}{D_b} \right)$ となる。

【0055】

以上のように、弁部11の頂面1a外周部を傾斜面としてその外周縁部がドレーンシート14に当接するようにすることで、バルブニードル1が最大リフトした場合でもシート位置が最小絞り位置となり、安定した作動が可能となる。具体的には、例えば、 $L_a = 0.025 \text{ mm}$ 、 $D_a = 2.6$ 、 $D_b = 2.0$ の時、傾斜角度  $= 2^\circ$ とすることで、上記効果が得られる。

【0056】

図6、7に本発明の第3の実施形態を示す。本実施形態の基本構成および作動は上記第1の実施形態と同様であり、図6(a)に示す背圧制御部102においてバルブニードル1のドレーンシート14側のシート形状(バルブ上シート形状)を改良している。図6(b)のように、本実施形態のバルブニードル1は、上記第2の実施形態と同様に、ドレーンシート14を開閉する弁部11の頂面1aを外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面に近づく方向に傾斜する傾斜面としており、さらに、外周端縁よりやや内側にシート位置を設定して、ここから外周側へ向かうにしたがって上記ドレーンシート面から離れる方向に傾斜する傾斜面1cを設けている。この傾斜面1cのドレーンシート14面に対する傾斜角度  $\alpha_2$ (図6(c)参照)は、これらの間に形成されるシート位置上流の流路において燃料中の異物を捕捉可能とし異物による摩耗を防止する観点から設定される。

【0057】

ここで、傾斜角度  $\alpha_2$ について検討する。図6(b)において、バルブ開弁時には、シート上流圧は低くなっており、シート部での差圧は小さく、また流速も低い。さらに、時間的にも全体の数%と短い。従って、この時には、異物摩耗はあまり進行しない。異物摩耗が進行するのは、バルブ閉弁時である。弁部11の頂面1aの上り傾斜面の傾斜角度を  $\alpha_1$ とした時、シート角度  $\alpha_3 (= 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_2)$ は鈍角にすればするほど異物摩耗に対し有利となる。すなわち、バルブ閉弁時にはシート部の差圧は最大であり、図7(a)のように、シート角度  $\alpha_3$ が鋭角である時、シート部に少しでも漏れがあると燃料中の異物によって、その流路がどんどん拡大される。

【0058】

これに対し、図7(b)のように、シート角度  $\alpha_3$ が鈍角であると、漏れ経路Lが長くなり、流速が小さくなるため摩耗は進みにくくなる。また、シート角度  $\alpha_3$ が鈍角になればシート時の面圧を低くできるため、摩耗量を少なくでき、リフト変位を小さくできる。ただし、加工面からは鈍角にするほど精度よくシート位置(径)を確保するのが困難となることから、例えば、シート角度  $\alpha_3$ は約  $150^\circ$ ないしその前後とすることが適当と考えられる。

【0059】

また、傾斜角度  $\alpha_2$ が小さければ異物を一旦捕捉できる。つまり、傾斜角度  $\alpha_2$ (上流逃がし角度)と傾斜角度  $\alpha_1$ (下流逃がし角度)を考えた時、異物への対策面からは、傾斜角度  $\alpha_2$ を小さくするとシートの外側(シートから離れた位置)で異物を噛み込ませることができ、シート摩耗に対し有利な形状となる。よって、傾斜角度  $\alpha_2$ をシート位置上流の流路において燃料中の異物を捕捉可能な角度とし、上記シート角度  $\alpha_3$ から、例えば、 $\alpha_1 + \alpha_2 = 30^\circ$ 、 $0.5^\circ \leq \alpha_2 \leq 10^\circ$ の範囲に設定する。具体的には、例えば、 $\alpha_1 = 25^\circ$ 、 $\alpha_2 = 2^\circ$ とすることで異物摩耗に対する効果を得ることができる。

【0060】

図8に本発明の第4の実施形態を示す。本実施形態の基本構成および作動は上記第3の実施形態と同様であり、図8(a)に示す背圧制御部102においてバルブニードル1の高圧シート15側のシート形状(バルブ下シート形状)を改良している。図8(b)において、弁部11のテーパ面1bと高圧シート15面とのなす角度を  $\alpha_4$ とした時、上述したように、異物摩耗の面からは  $\alpha_4$ をできるだけ小さく設定する方が有利となる。ただし、

10

20

30

40

50

高圧シート径により高圧シート閉弁力が決まるため、これを精度よく管理する必要から面接触となるシート形状は好ましくない。

【0061】

そこで、本実施の形態では、高圧シート15をテーパ面とし、弁部11のテーパ面1bとのなす角度 $\theta$ を、例えば、 $\theta = 1^\circ$ と設定する。ただし、図8(b)のように、この $1^\circ$ のシート重なり部を高圧燃料流れに対しシート下流側に構成すると、シート位置以降での圧力の低下が大きくなり、シート重なり部で圧力は負圧方向に変化する(シート静圧が下がる)。これによりバルブニードル1に下方向の力が作用し、挙動が安定しないおそれがある。このため、好適には、図8(c)のように、弁部11のテーパ面1b外周端縁がシート位置となって高圧シート15に着座するように構成する。

10

【0062】

このように、バルブニードル1に流体力が作用しやすいシート重なり部をシート上流側に構成すると、シート位置で絞られてシート重なり部での圧力の低下は小さくなる。また、シート位置の下流で圧力は負圧方向に変化するが、静圧が低下する領域の上方にはバルブニードル1が位置しないため、流体力の作用は小さい。このシート重なり部は、好ましくは0.1mm程度ないしそれ以下とするとよい。上述した効果を得るには、流体力が作用する部分をできるだけ小さくするのがよい。ただし、加工面よりエッジ部のダレは0.03mm程度は考えられるので、これを考慮してシート重なり部を例えば0.1mmとすることで、より安定した作動を実現する。

【0063】

図9に本発明の第5の実施形態を示す。本実施形態の基本構成および作動は上記第3の実施形態と同様であり、図9(a)に示す背圧制御部102においてバルブニードル1上端のバルブピストン54との接触面形状を改良している。図9(b)において、バルブニードル1は、弁部11の頂面1a中央部を上方に突出させた突出部1dを有し、この突出部1dがバルブピストン54と接触する構成とするとともに、その先端面1eを球面状としている。バルブピストン54との接触面となるバルブニードル1の先端面1eを球面とすることで、バルブニードル1の傾きによる伝達力のロスを小さくし、バルブ摺動壁面への片当たりによる摩耗を小さくすることができる。

20

【0064】

以上のように、本発明によれば、制御弁が圧力バランス型の3方弁である場合に、シート径やシート形状、その他各部の構成を最適化することにより、アクチュエータの特性を有効に活用して、作動安定性が高く効率よい燃料噴射弁を実現することができるという効果を有する。

30

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態を示し、(a)は本発明を適用した燃料噴射弁の背圧制御部の拡大断面図、(b)、(c)は(a)の要部拡大断面図で、それぞれバルブニードルが上端位置にある図、バルブニードルが下端位置にある図である。

【図2】本発明を適用した燃料噴射弁の全体構成を示す断面図である。

【図3】燃料噴射弁の作動を説明するための図で、無噴射時と噴射時の状態を比較して示す全体断面図である。

40

【図4】ピエゾ発生力とピエゾ変位の関係を示す図である。

【図5】(a)は背圧制御部の拡大断面図、(b)は第1の実施形態における弁部頂面形状を示す拡大断面図、(c)は本発明の第2の実施形態における弁部頂面形状を示す拡大断面図である。

【図6】本発明の第3の実施形態を示し、(a)は背圧制御部の拡大断面図、(b)は弁部頂面形状を示す要部拡大断面図、(c)は異物捕捉に対する効果を説明するための図である。

【図7】(a)、(b)は、第3の実施形態の異物摩耗に対する効果を説明するための図で、(a)はシート角度が鋭角の場合、(b)はシート角度が鈍角の場合のシート部の拡大断面図である。

50

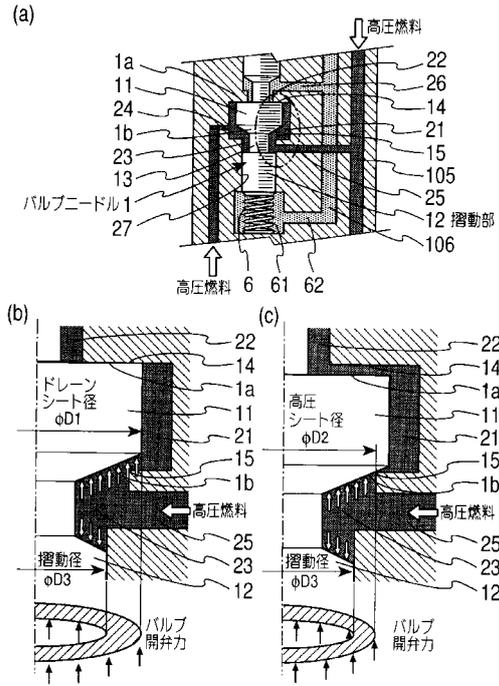
【図8】本発明の第4の実施形態を示し、(a)は背圧制御部の拡大断面図、(b)、(c)は静圧低下に対する効果を説明するための弁部下シート形状を示す拡大断面図である。

【図9】本発明の第5の実施形態を示し、(a)は背圧制御部の拡大断面図、(b)は弁部材のバルブピストンとの接触面形状を示す要部拡大断面図である。

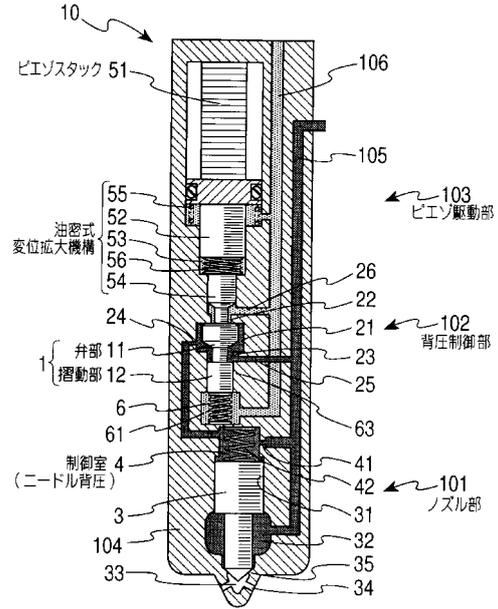
【符号の説明】

- 10 燃料噴射弁
- 101 ノズル部
- 102 背圧制御部(制御弁)
- 103 ピエゾ駆動部 10
- 105 高圧通路(燃料供給路)
- 106 ドレイン通路
- 1 バルブニードル(弁部材)
- 11 弁部
- 12 摺動部
- 14 ドレインポート
- 15 高圧ポート
- 21 弁室
- 22 ドレインポート
- 23 高圧ポート 20
- 3 ノズルニードル
- 32 油溜まり室
- 34 噴孔
- 4 制御室
- 51 ピエゾスタック(アクチュエータ)
- 52 ピエゾピストン
- 53 油密室
- 54 バルブピストン

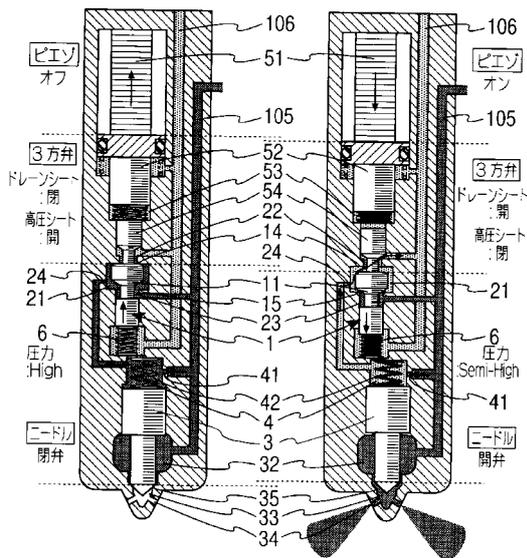
【 図 1 】



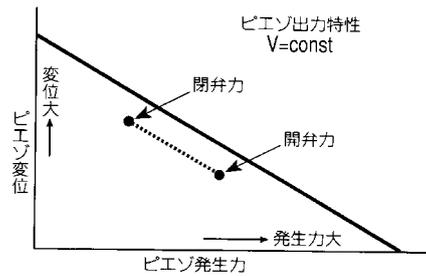
【 図 2 】



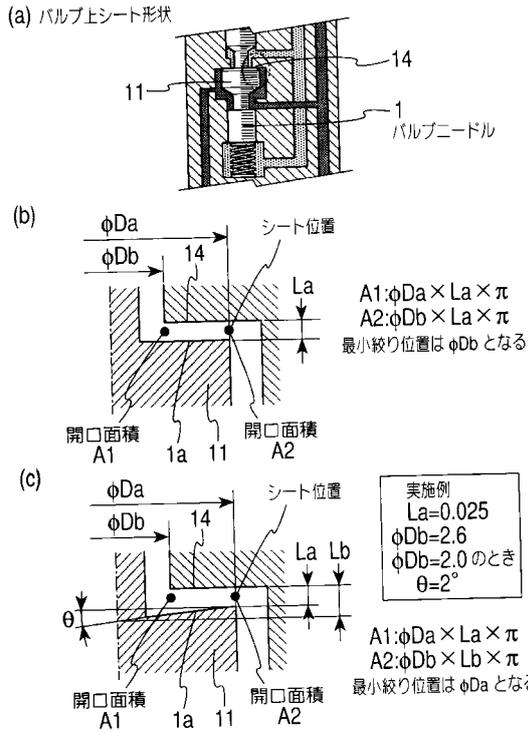
【 図 3 】



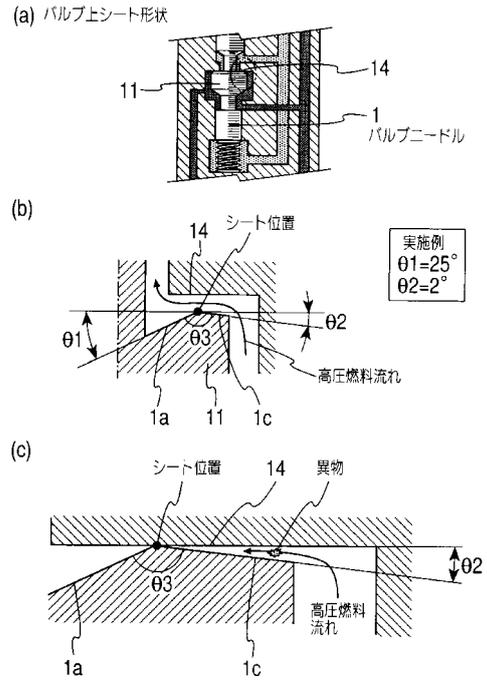
【 図 4 】



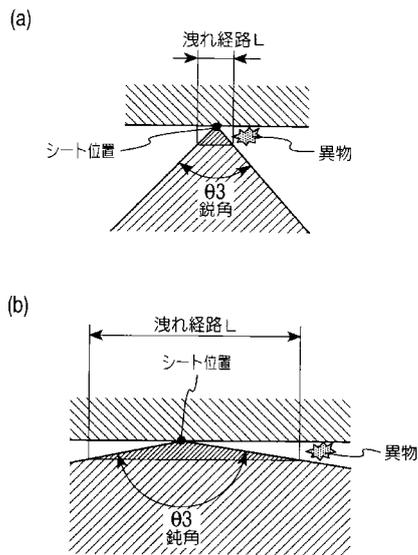
【 図 5 】



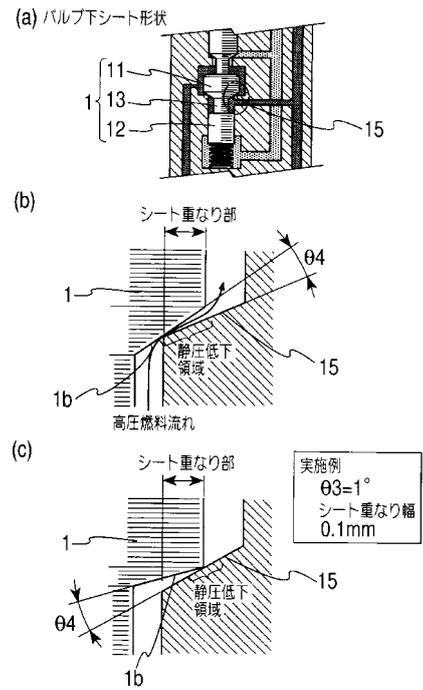
【 図 6 】



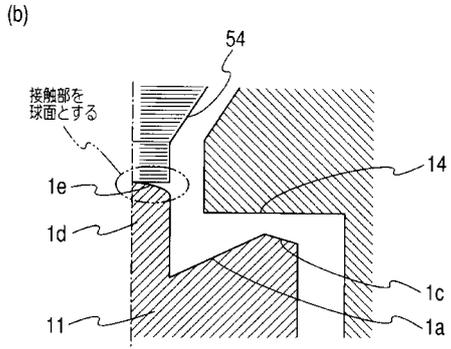
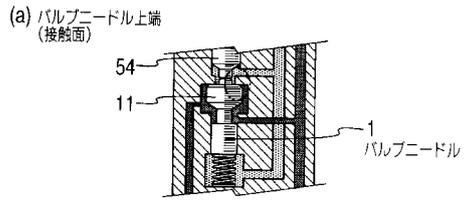
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特表2002-531769(JP,A)  
特開2001-090634(JP,A)  
特開昭61-010174(JP,A)  
実開平04-082461(JP,U)  
特表2000-512360(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02M 51/06  
F02M 47/00  
F02M 61/16  
F16K 1/00-1/54  
F16K 11/07  
F16K 47/02