

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-60133

(P2010-60133A)

(43) 公開日 平成22年3月18日 (2010.3.18)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 K 1/42 (2006.01)	F 1 6 K 1/42 G	3 H 0 5 2
F 1 6 K 1/226 (2006.01)	F 1 6 K 1/226 F	3 H 0 6 2
F 1 6 K 1/36 (2006.01)	F 1 6 K 1/36 A	3 H 0 6 6
F 1 6 K 31/04 (2006.01)	F 1 6 K 31/04 Z	
F 1 6 K 49/00 (2006.01)	F 1 6 K 49/00 B	

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2009-182556 (P2009-182556)	(71) 出願人	501417929
(22) 出願日	平成21年8月5日 (2009.8.5)		株式会社キッツエスシーティー
(31) 優先権主張番号	特願2008-202792 (P2008-202792)		東京都大田区大森北一丁目5番1号
(32) 優先日	平成20年8月6日 (2008.8.6)	(74) 代理人	100081293
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 小林 哲男
		(72) 発明者	岩淵 俊昭
			群馬県太田市新田嘉祿町150-2 株式
			会社キッツエスシーティー新田エスシー工
			場内
		F ターム (参考)	3H052 AA02 BA02 BA03 BA25 BA35
			CA24 CB13 DA02 EA01 EA09
			EA16
			3H062 AA03 AA15 BB28 BB30 CC02
			DD01 EE07 HH02 HH06
			3H066 AA02 BA17 BA36

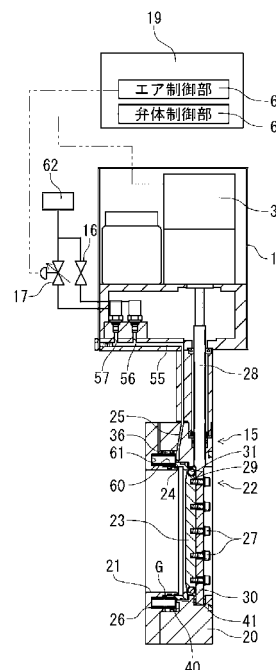
(54) 【発明の名称】 バタフライ式圧力制御バルブ

(57) 【要約】

【課題】真空領域内を圧力制御することに好適なバタフライ式圧力制御バルブであり、設置スペースが小さく、小さい操作力により高速制御して、弁閉時には弁閉状態を維持して高シール性を発揮し、流量制御時には微小流量から大流量まで正確に制御でき、一般的なバタフライバルブと同等の耐久性を発揮しつつ、単体でアイソレーション機能を発揮して大気圧から低真空までのソフト排気の排気時間を制御できるバタフライ式圧力制御バルブを提供する。

【解決手段】バタフライ式圧力制御バルブは、バルブ開閉機構22を有する。バルブ開閉機構22は、エア流路25へのエアの供給によりシートリング24を弁体23から離間させた状態でこの弁体23を無摺動で回転させ、弁体23を弁閉状態に回転したときにエア流路25へのエアの供給とスプリング26の付勢力とにより弁体23にシートリング24を接離させて流路21内の圧力を制御する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

ボデー内の流路に対して垂直方向に回転可能な弁体と、前記流路の方向に往復動して前記弁体に弁座シール部を接離可能なシートリングと、前記シートリングを前記弁体から離間する方向にエアが供給されるエア流路と、前記シートリングを前記弁体方向に付勢するスプリングとを有するバルブ開閉機構を有し、このバルブ開閉機構は、前記エア流路へのエアの供給により前記シートリングを前記弁体から離間させた状態でこの弁体は無摺動で回転させ、前記弁体を弁閉状態に回転したときに前記エア流路へのエアの供給と前記スプリングの付勢力とにより前記弁体に前記シートリングを接離させて前記流路内の圧力を制御する開閉機構であることを特徴とするバタフライ式圧力制御バルブ。

10

【請求項 2】

前記シートリングを複数のシャフトを介してピストンと連結し、前記エア流路をこのピストン側に設け、エア供給時に前記ピストンとシャフトとにより前記シートリングを弁体から離間させた請求項 1 に記載のバタフライ式圧力制御バルブ。

【請求項 3】

前記エア流路に供給するエア圧力は、エアの供給量を調節する電空レギュレータにより制御され前記シートリングの開閉量を制御できるようにした請求項 1 又は 2 に記載のバタフライ式圧力制御バルブ。

【請求項 4】

請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載のバタフライ式圧力制御バルブにおいて、前記弁体を回転させる弁軸の内部に、弁体加熱用のヒーターを着脱自在に取付け、前記弁軸と弁体とを着脱自在に取り付けたバタフライ式圧力制御バルブ。

20

【請求項 5】

前記弁体に回転伝達用のステッピングモータを接続し、このステッピングモータと前記電空レギュレータとにコントローラを接続し、このコントローラは、前記ステッピングモータの回転を制御して前記弁体の回転量を制御する弁体制御部と、前記電空レギュレータにより前記エア流路に供給する出力圧力を制御して前記シートリングの開度を制御するエア制御部とを有する請求項 3 又は 4 に記載のバタフライ式圧力制御バルブ。

【請求項 6】

前記弁体の前記弁座シール部との当接側に O リングを装着すると共に、前記弁座シール部を前記シートリングの内周面側に内径側から外径側に向けて緩やかに拡径してテーパ状又は円弧状に形成した請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項に記載のバタフライ式圧力制御バルブ。

30

【請求項 7】

前記ボデーに、前記エア流路にエアを供給して前記シートリングが移動したときにこのシートリングの移動を所定の位置に規制するストッパを装着した請求項 1 乃至 6 の何れか 1 項に記載のバタフライ式圧力制御バルブ。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

40

本発明は、例えば、半導体製造工程において高シール性を確保しつつ微小流量の排気を制御するために用いられるバタフライ式圧力制御バルブであり、特に、大気圧から低真空までのソフト排気制御と真空状態からプロセスガス圧力を高速に安定制御する圧力制御に好適な高耐久性のアイソレーション機能付バタフライ式圧力制御バルブに関する。

【背景技術】**【0002】**

従来より、例えば、半導体製造工程において、真空容器である真空チェンバと真空ポンプとの間には、アイソレーション機能付きの圧力制御バルブを設けた構造が提案されている。真空用アイソレーションバルブ（以下、アイソレーションバルブ）は、真空チェンバからの排気や排気の停止をおこない、真空チェンバ内を所定の真空圧力に近づけるように

50

圧力制御するものである。アイソレーションバルブを用いて圧力制御を行なう場合、ソフト排気制御と、プロセスガス制御との2つの制御を実施できることが要求される。

【0003】

アイソレーションバルブにより圧力制御する場合、大気圧からの真空排気においては弁開度が急に大きくなると、真空チェンバ内の圧力が急激に変化し、乱流が発生することでパーティクルが飛散するおそれがある。

これを防ぐため、従来は、メインバルブと並列に設けた小口径のバイパスバルブでソフト排気を行っていたが、アイソレーション機能付きの圧力制御バルブによると、大口径の弁開付近の開度において流路を僅かずつ変化させて流体をリークさせることが可能になり、この場合、微小開度により圧力制御することが必要になっている。

10

【0004】

アイソレーションバルブとしては、例えば、振り子式ゲートバルブや直動式ゲートバルブ、およびL型バルブやバタフライバルブ等がある。

振り子式ゲートバルブや直動式ゲートバルブは、弁閉位置における隙間が大きくなる構造であるため、大口径の高真空排気系の圧力制御に用いられることが多くなっている。

【0005】

また、L型バルブとして、例えば、特許文献1における真空圧力制御システムの真空比例制御弁がある。同文献1の真空圧力制御システムは、L型ポペット弁である真空比例制御弁と、真空圧力センサと、コントローラとを有している。真空比例制御弁は、弁座シール機能と、ソフト排気機能と、圧力制御機能とを有しており、これらの機能により、1台

20

【0006】

一方、アイソレーション機能を有するバタフライバルブとして、シートリングの開閉によりアイソレーションできるバタフライバルブがある（例えば、特許文献2参照。）。同文献2のバタフライ弁は、弁本体内部の弁体回動空間内に弁体退避空間が設けられ、弁体が回動するときに弁体回動空間の内面との接触を防ぎつつ回動する構造である。そして、弁座は、圧力空間内への圧力の供給により弁体回動空間内を前進し、弁体に圧接して流路を封止する。これにより、このバタフライ弁は、弁体が回転時に弁本体及び弁座に接触することを防いで弁体の摩耗や損傷を防止し、シール性を向上させようとしている。

【0007】

30

この場合、一般に、バタフライバルブは、同じ口径の他の構造のバルブと比較して面間寸法が小さく、ポペット型の流量制御弁よりも配管への取付け幅が小さくなっている。このため、バタフライバルブをアイソレーションバルブとして用いると、フットプリント性が高まり、特に、半導体製造分野に用いた場合、排気システム全体を小型化することが可能になる。更に、バタフライバルブは、軽量化を図ることもできることから、材料の削減にも繋げることが可能になる。

【0008】

また、他のバタフライバルブとして、特許文献3のバタフライ弁の弁体開閉機構がある。このバタフライバルブの弁体開閉機構においては、弁座シール部が、弁体の外周面に密接するシール位置と弁体の外周面から離れる退避位置との間をスライド自在であり、弁座シール部と弁本体との隙間に洗浄用流体が噴射されるようになっている。これにより、このバタフライ弁は、弁座シール部と弁本体との間に侵入しようとする個体物を除去し、弁座シール部や弁本体の摩耗、損傷を防いでシール性を高めようとしている。

40

【0009】

ところで、バタフライバルブは、弁軸が弁座に対して回転して流路を開閉する構造であるため、フラッパー（弁体）にシール材が無くアイソレーション機能を有していない場合には、高速に動作させて流量制御をおこなうことが可能になる。ここで、例えば、フラッパーにシール材を有しアイソレーション機能を具備するバタフライバルブは、シール材の回転摩擦が大きくなり、仮に、真空グリスを塗布したとしても、シール面が摺動摩耗して耐久性が悪くなる。例えば、このバタフライバルブは、数万回の回転動作により使用限界

50

に達し、更に、加熱タイプにおいてはより耐久性が劣る。しかし、アイソレーション機能が無いバタフライバルブは、回転動作する部位のシール性のみを高めればよく、シール面の耐久性を特に必要としないため、およそ100万回程度の回転動作にも耐え得ることが可能になっている。

【0010】

アイソレーション機能の無いバタフライバルブを用いて真空圧を制御する場合、このバタフライバルブと他のバルブとを組み合わせるバルブシステムを設け、このバルブシステムにより真空圧を制御することがある。この種のバルブシステムとして、例えば、図20に示すバルブシステムがある。このバルブシステム1は、アイソレーション機能が無い圧力制御用バタフライ弁2と、流路開閉用の真空弁3と、小口径の流量調整バルブ4とを有している。バタフライ弁2と真空弁3は、真空流路5に対して直列に接続され、流量調整バルブ4は、真空流路5に対して真空弁3と並列に接続されてこの真空弁3をバイパスできるようになっており、流量調整バルブ4により流量調整することでソフト排気の排気時間調整を行っている。

10

【0011】

このバルブシステム1は、真空弁3により流路を開閉操作し、更に、真空弁3の弁開時においてバタフライ弁2を開閉制御して圧力制御するようになっている。また、ソフト排気する場合には、真空弁3を閉状態にした状態で、小口径の流量調整バルブ4を開けて大気圧から低真空までのソフト排気を行うようになっている。この構成により、バルブシステム1は、バタフライバルブ単体では難しいソフト排気の排気時間を調整できるようにするものである。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0012】

【特許文献1】特開2006-18767号公報

【特許文献2】実用新案登録第2516307号公報

【特許文献3】特許第3826114号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

しかしながら、振り子式や直動式のゲートバルブは、大口径の高真空排気系の圧力制御に適した構造であり、これらのゲートバルブのボデー構造は、バタフライバルブのボデー構造に比較して複雑になり、中小型の圧力制御用であって一体型によってソフト排気機能を発揮できる構造ではない。

30

【0014】

また、L型のポペット弁は、弁体が流路方向に往復するように可動するため、弁体の可動域と、この弁体上昇時の流路を広く確保するためにバルブ全体が大型になる。このため、フットプリント性が悪く、排気システム全体が大型化する傾向にあった。

更に、ポペット弁は、大口径のエアーシリンダーの開閉動作を電空ボジショナで制御する方式のため高速に制御することができなかった。

40

【0015】

例えば、特許文献1の真空圧制御システムにおいては、真空比例制御弁の弁開閉ストロークが大きくなり、しかも、弁シールとしてベローズを使用しているため、動作させるためには高推力が必要になる。これにより、この真空比例制御弁を動作させるためには、空気圧シリンダの推力を大きくする必要があった。

また、同真空圧制御システムは、真空比例制御弁が平面でシールする弁座構造のため、ソフト排気の微少制御に使用する場合に空気圧制御では制御性が悪く、また、弁座の粘着によるハンチング等の問題も起こる。このため、モータの機械的駆動による制御を採用する場合もあったが、この場合にはより大型化し、構造も複雑化していた。

【0016】

50

一方、バタフライバルブを真空制御用として用いる場合において、このバタフライバルブをアイソレーションバルブとして機能させるためには、弁体にシール材を設け、かつ、弁座シール性を向上させるために弁体と弁座シール部との締付け圧力を向上させ、密着性を高めることが必要になる。しかし、この場合には弁座を締め切るときの摩擦トルクが大きくなる。

【 0 0 1 7 】

そのため、この高い弁座シール機能を有するバタフライバルブを用いて圧力制御をおこなう場合には、モータ出力やギアの減速比を大きく設定して出力トルクを増大させる必要がある。しかし、出力トルクを増加させると動作速度が遅くなって高速制御ができなくなり、また、モータの大型化やギア数を増加させるとバルブ全体が大型化する。更に、弁体と弁座が摩耗しやすくなり、リーク性能が悪くなっていた。よって、アイソレーション機能を有するバタフライバルブは、弁体の回転動作の限界がおよそ 10 万回程度になり、更に、加熱タイプではより限界の動作回数が低下して耐久性が低くなるという問題がある。

10

【 0 0 1 8 】

このことから、特許文献 2 のバタフライ弁は、弁体回転空間に弁体退避空間を設けて弁体の摩耗等を防いでシール性能を向上させようとしているが、弁本体を拡径方向に大きく形成して弁体退避空間を設けていることによりボデー全体が大型化し、取付け幅も増加していた。従って、同文献 2 のバタフライ弁は、バタフライバルブとしてのメリットである小型化を維持することができなかった。

20

【 0 0 1 9 】

また、特許文献 3 のバタフライ弁の弁体開閉機構は、弁座シール部を弁体から退避させるようにしているが、弁体回転時にこの弁体と弁座シール部との干渉を防ぐためには、弁座シール部を弁体から大きく離間させる必要があり、その結果、小流量時におけるコンダクタンスが大きくなっていた。よって、このバタフライ弁は、微小流量時の圧力制御が難しく、真空圧力制御には適していない。

【 0 0 2 0 】

一方、弁体にシール材が無くアイソレーション機能の無いバタフライバルブは、ボデーと弁座のシール部の摩耗を防ぐことが主な目的になっている。これにより、仮に、100 A のメイン配管に取り付けられた ON - OFF 制御のボペットバルブと並列にアイソレーション機能を有する流量調節用バルブを設けた場合に、例えば、1 / 4 インチサイズの流量調節用バルブでソフト排気を行う場合、1 / 4 インチサイズの面積を 100 A サイズのバタフライ弁で制御するためには、弁体とシール部の隙間を 0 . 1 mm 程度に設定する必要がある。しかし、開閉機能のみを有するバタフライバルブは、設計上必要な隙間が大きくなり、Min 制御性が悪くなっている。従って、この開閉用バタフライバルブを用いて、ソフト排気の時間調整をすることはできない。

30

【 0 0 2 1 】

サイズ 100 A などの大口径バタフライバルブを利用してソフト排気をおこなうためには、シール面が接離する位置での開閉制御を行う必要があり、前記のように、弁体と弁座との隙間を、0 . 1 mm 以下に抑えることができない場合には微小流量時のコンダクタンスが大きくなる。この場合、制御可能な圧力の範囲が狭くなって、十分な範囲の圧力制御ができなくなる。しかし、このバルブのように、回転動作部位付近のみのシール性を高めた場合には、主に摩耗したりリークが生じる部分はこのシール部付近となり、耐久性が向上し、また、摩耗抵抗も小さくなるため高速制御できるメリットがある。

40

【 0 0 2 2 】

また、図 20 におけるバルブシステム 1 は、ソフト排気の排気時間の調整とプロセスガスの圧力制御を行なうことはできるものの、構造が複雑になり、真空配管 5 に対する取付けスペースが大きくなるという問題が生じる。

【 0 0 2 3 】

本発明は、上記の課題点に鑑みて鋭意研究の結果開発に至ったものであり、その目的とするところは、真空領域内を圧力制御することに好適なバタフライ式圧力制御バルブであ

50

って、優れた耐久性を発揮しつつ単体でアイソレーション機能を発揮して大気圧から低真空までのソフト排気の排気時間の制御とプロセスガスの圧力制御とを行なうことができ、設置スペースが小さく、小さい操作力により高速制御して、弁閉時には弁閉状態を維持して高シール性を発揮し、流量制御時には微小流量から大流量までを正確に制御できるバタフライ式圧力制御バルブを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0024】

前記目的を達成するため、請求項1に係る発明は、ボデー内の流路に対して垂直方向に回転可能な弁体と、流路の方向に往復動して弁体に弁座シール部を接離可能なシートリングと、シートリングを弁体から離間する方向にエアが供給されるエア流路と、シートリングを弁体方向に付勢するスプリングとを有するバルブ開閉機構を有し、このバルブ開閉機構は、エア流路へのエアの供給によりシートリングを弁体から離間させた状態でこの弁体を無摺動で回転させ、弁体を弁閉状態に回転したときにエア流路へのエアの供給とスプリングの付勢力とにより弁体にシートリングを接離させて流路内の圧力を制御する開閉機構であるバタフライ式圧力制御バルブである。

10

【0025】

請求項2に係る発明は、シートリングを複数のシャフトを介してピストンと連結し、エア流路をこのピストン側に設け、エア供給時にピストンとシャフトとによりシートリングを弁体から離間させたバタフライ式圧力制御バルブである。

【0026】

20

請求項3に係る発明は、エア流路に供給するエア圧力は、エアの供給量を調節する電空レギュレータにより制御されシートリングの開閉量を制御できるようにしたバタフライ式圧力制御バルブである。

【0027】

請求項4に係る発明は、弁体を回転させる弁軸の内部に、弁体加熱用のヒーターを着脱自在に取付け、弁軸と弁体とを着脱自在に取り付けたである。

【0028】

請求項5に係る発明は、弁体に回転伝達用のステッピングモータを接続し、このステッピングモータと電空レギュレータとにコントローラを接続し、このコントローラは、ステッピングモータの回転を制御して弁体の回転量を制御する弁体制御部と、電空レギュレータによりエア流路に供給する出力圧力を制御してシートリングの開度を制御するエア制御部とを有するバタフライ式圧力制御バルブである。

30

【0029】

請求項6に係る発明は、弁体の弁座シール部との当接側にリングを装着すると共に、弁座シール部をシートリングの内周面側に内径側から外径側に向けて緩やかに拡径してテーパ状又は円弧状に形成したバタフライ式圧力制御バルブである。

【0030】

請求項7に係る発明は、ボデーに、エア流路にエアを供給してシートリングが移動したときにこのシートリングの移動を所定の位置に規制するストッパを装着したバタフライ式圧力制御バルブである。

40

【発明の効果】

【0031】

請求項1に係る発明によると、真空領域内を圧力制御することに好適なバタフライ式圧力制御バルブであり、配管への取付け幅を小さくして設置スペースを小さくでき、小さい操作力により高速制御して、弁閉時には弁閉状態を維持して高シール性を発揮し、弁開時には微小流量から大流量まで正確に流量制御でき、特に、微小流量時において優れたリーク性能を発揮して高精度に圧力制御できるバタフライ式圧力制御バルブである。これにより、真空領域内の圧力制御を正確におこなうことができる。

【0032】

請求項2に係る発明によると、シートリングがシャフトの長い摺動面でガイドされるこ

50

とでシャフトとシートリングの傾動を防ぎ、シートリングの開閉時にはシャフトの外周側シール部位及びシートリングの裏漏れシール部位の軸方向のブレが抑えられるため、弁閉時においてシール部分の弾性変形量を小さく抑えて漏れを防止できる。また、シャフトの外周側にシール用Ｏリングを設けた場合にこのＯリングのシール径を小さくでき、しかも、多重シール構造に設けることができるため外部リーク性能を向上させて優れた漏れ防止機能を発揮できる。

【 0 0 3 3 】

請求項 3 に係る発明によると、電空レギュレータにより弁体とシートリングとの間の距離を制御して、外部から弁体を高速かつ高精度に開閉制御して圧力制御でき、全体が大型化したり複雑になったりすることを防ぎつつ、優れたリーク性能を発揮できるバタフライ式圧力制御バルブである。

10

【 0 0 3 4 】

請求項 4 に係る発明によると、ヒータによりバルブ内への生成物の付着を防ぐことができ、しかも、バルブのボデーを分解することなくこのヒータや弁体部分等のメンテナンスを実施することができる。

【 0 0 3 5 】

請求項 5 に係る発明によると、バルブ本体のコンパクト性を維持しながら、弁体の開閉動作とシートリングの移動による微小流量の制御を別々におこなって高速かつ高精度な圧力制御を実施可能なバタフライ式圧力制御バルブである。

【 0 0 3 6 】

請求項 6 に係る発明によると、シートリングを流路方向に移動させたときにこの移動量を極僅かなバルブ開度として変換し、微小な弁開度の制御が可能なバタフライ式圧力制御バルブである。

20

【 0 0 3 7 】

更に、請求項 7 に係る発明によると、バルブ全開状態におけるシートリングの位置を調節してシートリングと弁体との隙間を最小に設定することができ、極微小な流量であっても高精度に圧力制御できるバタフライ式圧力制御バルブである。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 8 】

【 図 1 】 本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 1 実施形態を示した概略断面図である。

30

【 図 2 】 本発明のバタフライ式圧力制御バルブにエアを供給した状態を示す要部拡大断面図である。

【 図 3 】 図 2 のバタフライ式圧力制御バルブからエアを排出した状態を示す要部拡大断面図である。

【 図 4 】 バルブ本体の部分拡大図である。(a) は、バルブ本体の部分拡大断面図である。(b) は、(a) の要部拡大断面図である。(c) は、偏心カムの拡大平面図である。

【 図 5 】 図 4 の弁体が回転した状態を示す部分拡大図である。

【 図 6 】 図 5 のシートリングが移動した状態を示す部分拡大図である。

【 図 7 】 図 5 の偏心カムを回転させた状態を示す部分拡大図である。

40

【 図 8 】 本発明におけるソフト排気時間と真空チェンバ内の圧力との関係を示したグラフである。

【 図 9 】 Ｏリングとシートリングとの位置関係を示した模式図である。

【 図 1 0 】 真空流路を示した概略模式図である。

【 図 1 1 】 高速エア制御回路を示した模式図である。

【 図 1 2 】 本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 2 実施形態を示した概略断面図である。

【 図 1 3 】 本発明のバタフライ式圧力制御バルブにエアを供給した状態を示す要部拡大断面図である。

【 図 1 4 】 図 1 3 の弁体が回転した状態を示す横断面図である。

50

【図 1 5】弁体を取外した状態を示す断面図である。

【図 1 6】弁体の概略図である。(a)は、弁体の概略側面図である。(b)は、弁体の概略背面図である。(c)は、弁体の概略平面図である。

【図 1 7】弁軸の一部切欠き側面図である。

【図 1 8】(a)は、主ボデーの一部切欠き正面図である。(b)は、主ボデーの縦断面図である。(c)は、(a)の A - A 線断面図である

【図 1 9】本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 3 実施形態を示した概略断面図である。

【図 2 0】従来のバルブシステムを示す模式図である。

【発明を実施するための形態】

10

【0039】

以下、本発明におけるバタフライ式圧力制御バルブの実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。図 1 0 に示すように、本発明のバタフライ式圧力制御バルブは、例えば、半導体製造工程における管路 1 0 において真空チェンバ 1 1 と真空ポンプ 1 2 との間に接続され、バルブ本体 1 5 と、このバルブ本体 1 5 に接続された電磁弁 1 6 と、電空レギュレータ 1 7 と、アクチュエータ 1 8 と、コントローラ 1 9 とを備えている。

【0040】

図 1 においては、本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 1 実施形態を示している。バルブ本体 1 5 のボデー 2 0 内には流路 2 1 が形成され、この流路 2 1 を開閉するバルブ開閉機構 2 2 が設けられている。バルブ開閉機構 2 2 は、弁体 2 3 と、シートリング 2 4 と、エア流路 2 5 と、スプリング 2 6 とを有している。

20

【0041】

バルブ開閉機構 2 2 において、弁体 2 3 は、略円板状に形成され、固着ボルト 2 7 によって回転軸である弁軸 2 8 に取付けられ、この弁軸 2 8 により流路 2 1 に対して垂直方向に回転可能になっている。更に、弁体 2 3 の外周側には装着溝 2 9 が形成され、この装着溝 2 9 に O リング 3 0 が装着されている。O リング 3 0 は、後述するシートリング 2 4 の弁座シール部 3 1 と当接する側に配設され、この O リング 3 0 により、弁座シール部 3 1 と弁体 2 3 との間がシールされる。

【0042】

図 5、図 6 に示すように、弁軸 2 8 は、弁体 2 3 の中心 O_1 から偏心しており、かつ、流路の中心 O_2 から偏心しており、これにより、バルブ本体 1 5 が 2 重偏心弁の構造を呈している。この場合、流路の中心 O_2 に対する弁軸 2 8 の偏心量 D は、約 1 ~ 2 mm 程度になっている。また、弁軸 2 8 は、上部側にステッピングモータ 3 2 が接続されている。ステッピングモータ 3 2 は、弁軸 2 8 の回転誤差を抑えつつ所望の回転角度に高精度に回転できるようになっている。

30

【0043】

また、シートリング 2 4 は、図 4 (a) に示すように略リング状に形成され、弁座シール部 3 1 と摺動部 3 6 とが設けられている。弁座シール部 3 1 は、O リング 3 0 が当接してシールする部分であり、シートリング 2 4 の内周面側に形成され、内径側から外径側に緩やかに拡径するテーパ状に形成されている。図 4 (b) において、弁座シール部 3 1 のテーパ角度 θ は、バルブのサイズにより異なるが、弁体が旋回時に干渉しない角度に設定し、本実施形態においては、このテーパ角度 θ を 10 ~ 15 ° に設定している。また、弁座シール部 3 1 は、テーパ状以外の形状であってもよく、例えば、円弧状であってもよい。

40

一方、摺動部 3 6 は、シートリング 2 4 がボデー 2 0 内を摺動するために形成され、この摺動部 3 6 には外径側に突出して規制部 3 7 が設けられている。更に、この規制部 3 7 が移動する側には、弁閉側規制面 3 8 と弁開側規制面 3 9 とがそれぞれ形成されている。

【0044】

シートリング 2 4 は、ボデー 2 0 に形成された装着凹部 4 0 に対して摺動部 3 6 が装着されるようにして取付けられ、摺動部 3 6 と装着凹部 4 0 との間に設けられた間隙 G によ

50

り流路 2 1 に対して垂直方向に往復動自在に移動し、弁座シール部 3 1 がリング 3 0 に接離できるようになっている。このとき、弁閉側規制面 3 8 が装着凹部 4 0 に形成された環状突部 4 1、また、弁開側規制面 3 9 がストッパ 4 5 にそれぞれ当接することで、シートリング 2 4 の往復時の移動量がそれぞれ規制されている。また、シートリング 2 4 と装着凹部 4 0 にはそれぞれシールリング 4 2、4 3、4 4 が設けられ、このシールリング 4 2、4 3、4 4 により、ボデー 2 0 とシートリング 2 4 とからの流体漏れが防がれている。

【0045】

図 4 (b)、図 4 (c) に示すように、ストッパ 4 5 は、円柱状のピン 4 6 と、このピン 4 6 に対して偏心した偏心カム 4 7 とを有している。更に、ピン 4 6 の先端側には、溝部 4 8 が形成されている。一方、ボデー 2 0 内にはこのストッパ 4 5 を収容する収容部 5 0 が設けられ、この収容部 5 0 は、ピン 4 6 が収容される装着部 5 1 と、偏心カム 4 7 が収容される拡径部 5 2 とを有している。ストッパ 4 5 は、収容部 5 0 に装着されたときに、この収容部 5 0 に対して回転可能になっており、このとき、偏心カム 4 7 のカム面 4 9 がシートリング 2 4 と当接する位置に配設されてこのシートリング 2 4 との当接面となる。

【0046】

この取付け構造により、ストッパ 4 5 は、図 7 に示す状態のように回転させることができ、これにより、カム面 4 9 の位置を調節でき、シートリング 2 4 が移動するときの移動量を規制するようになっている。ストッパ 4 5 を回転する場合には、溝部 4 8 に図示しないドライバ等の工具の先端を差込み、ピン 4 6 に刻印形成された視認部 5 3 の位置を確認しながらこのドライバを回転することにより、任意の状態まで回転できる。この場合、ストッパ 4 5 を 0 ~ 180 ° までの範囲で回転させてカム面 4 9 の状態を調節できる。ストッパ 4 5 は、本実施形態においては、バルブ本体 1 5 の上下の 2 箇所に設けている。

【0047】

図 2、3 に示すように、エア流路 2 5 は、ボデー 2 0 内の装着凹部 4 0 から外部に続けて形成され、このエア流路 2 5 を介して装着凹部 4 0 にエアが供給される。このエア流路 2 5 は、エアを供給したときにシートリング 2 4 が弁体 2 3 から離間する位置に形成され、更に、バルブ本体 2 3 に搭載されるアクチュエータ 1 8 の内部に設けられたエア流路 5 5 に接続されている。このアクチュエータのエア流路 5 5 は、その途中から図 1 に示すように、第 1 分岐流路 5 6 と第 2 分岐流路 5 7 とに分岐されている。

【0048】

スプリング 2 6 は、シートリング 2 4 に形成された取付部 6 0 とボデー 2 0 に形成された凹状溝 6 1 との間に、シートリング 2 4 を弁体 2 3 の方向に付勢する方向に弾発した状態で装着されている。これにより、通常時においては、シートリング 2 4 がこのスプリング 2 6 の弾発により弁体 2 3 方向に移動して弁閉状態に回転したときの弁体 2 3 にシール可能であり、一方、エアをエア流路 2 5 から供給した時には、シートリング 2 4 がスプリング 2 6 の付勢力に抗して移動して流路 2 1 を開放するようになっている。このように、バルブ本体 1 5 は、いわゆる、NC (ノーマリークローズ) の形態を呈している。本実施形態においては、スプリング 2 6 は、シートリング 2 4 の円周方向に等間隔に 8 個装着されているが、必要に応じて増減させるようにしてもよい。

【0049】

更に、シートリング 2 4 のスプリング 2 6 の取付け面側のスプリング 2 6 と干渉しない位置に、図示しない係止部材を取付けるようにしてもよい。係止部材は、ボデー 2 0 に形成された図示しない係止穴とシートリング 2 4 に形成された図示しない係止穴との間に挿入され、この係止部材を設けた場合には、シートリング 2 4 がボデー 2 0 に対して回転することが防がれる。そのため、シートリング 2 4 が装着凹部 4 0 に対して往復動するときの動作が安定し、弁座シール部 3 1 が弁体 2 3 に対して略垂直方向から当接できるようになっている。

【0050】

10

20

30

40

50

以上の構成により、シートリング 24 を弁体 23 のＯリング 30 から離間させた状態でこの弁体 23 を無摺動で回転させ、また、弁体 23 を弁閉状態に回転したときにエア流路 25 へのエアの供給とスプリング 26 の付勢力とにより弁体 23 にシートリング 24 を接離させて、流路 21 内の流量（圧力）を制御する開閉機構になっている。このバルブ開閉機構 22 により流量制御することで、バタフライ式圧力制御バルブは、真空チェンバ 11 内をソフト排気しながら高精度に圧力制御できるようになっている。

【0051】

シートリング 24 の弁体 23 への接離は、電磁弁 16 と電空レギュレータ 17 とによるエアの供給・停止、又はエア供給量の調整によりおこなわれる。

電磁弁 16 と電空レギュレータ 17 は、図 1 の第 1 分岐流路 56 と第 2 分岐流路 57 に対して並列した状態で接続されている。更に、電磁弁 16 と電空レギュレータ 17 にはポンプ 62 が接続され、このポンプ 62 から操作用のエアが供給されたときに、電磁弁 16 と電空レギュレータ 17 とがそれぞれ操作されて流路が制御される。

【0052】

電磁弁 16 は、弁開又は弁閉の状態に操作可能であり、各状態においてポンプ 62 からのエアをエア流路 25 に供給又は停止できるようになっている。一方、電空レギュレータ 17 は、バルブ開度を調節することで、ポンプ 62 からのエアの供給圧力を調整することができるようになっている。この電空レギュレータ 17 は、例えば、図示しない内部のピストンにより圧力を 0 ～ 0.5 MPa までの範囲内に圧力制御するようにバルブ本体 15 へのエアの供給量を制御するものであればよい。または、供給圧力の ON - OFF 制御によりシートリング 24 の位置制御をできるものであれば良い。

【0053】

電磁弁 16 と電空レギュレータ 17 の内部構造は省略するが、電磁弁 16 はオンオフ用の開閉弁、電空レギュレータ 17 は流量調節可能な流量調節弁であれば、その構造に拘ることはなく適宜の形態のバルブを用いるようにしてもよい。また、これらは、第 1・第 2 分岐流路 56、57 にそれぞれ所定量のエアを供給可能であれば、バルブ本体 15 と一体又は近接して設ける必要はなく、管路 10 の任意の位置に設けることが可能になっている。

【0054】

一方、アクチュエータ 18 は、前記したステッピングモータ 32 を内部に搭載し、このステッピングモータ 32 により弁軸 28 を介して弁体 23 を所定角度に回転制御できるようになっている。

図 1 に示すように、ステッピングモータ 32 に対してコントローラ 19 が接続され、また、このコントローラ 19 は、電空レギュレータ 17 に接続されている。このコントローラ 19 は、弁体制御部 65 と、エア制御部 66 とを有している。弁体制御部 65 とエア制御部 66 は、図示しない基板等を有している。

【0055】

弁体制御部 65 は、ステッピングモータ 32 の回転方向や回転速度等を制御し、弁体 23 の回転量を制御する。一方、エア制御部 66 は、電空レギュレータ 17 内部の図示しない弁体の弁開度を制御し、この電空レギュレータ 17 にポンプ 62 からエアが供給されたときにエア流路 25 に供給するエアの量（圧力）を制御できるようになっている。これにより、エア制御部 66 は、電空レギュレータによりエア流路 25 に供給する出力圧力を制御してシートリング 24 の開度を制御している。

【0056】

なお、上記の実施形態において、電空レギュレータ 17 の位置に、この電空レギュレータ 17 と同一の機能を有するバルブを設けてもよい。このバルブとしては、例えば、図示しないが、オリフィス流路を有する流量制御弁がある。

【0057】

次に、本発明のバタフライ式圧力制御バルブの上記実施形態における動作並びに作用を説明する。

10

20

30

40

50

先ず、弁開状態から弁閉状態にする場合には、図 4 の状態において、電磁弁 16 と電空レギュレータ 17 は開の状態であり、この状態でポンプ 62 からエア流路 25 にエアが供給されている。これにより、エア流路 25 から装着凹部 40 にエアが供給され、シートリング 24 がスプリング 26 の付勢力に抗して図に示すように左側に移動する。その際、図 4 (c) に示したストッパ 45 の回転を調節し、カム面 49 を適宜の状態に設定してシートリング 24 の移動量を規制しておく。図においては、カム面 49 の偏心量の少ない面側をシートリング 24 との当接側に配設するように調節し、これにより、シートリング 24 の移動量が大きくなるようにしている。

【0058】

続いて、この状態で弁体制御部 65 を制御してステッピングモータ 32 を所定量回転させ、図 5 に示すように、バルブ本体 15 の弁体 23 を閉状態の位置まで回転させる。このとき、シートリング 24 を弁体 23 から離間させた状態に維持されていることにより、弁体 23 がこのシートリング 24 に対して無摺動で回転する。また、弁体 23 の中心 O_1 から流路の方向に偏心し、かつ、流路の中心 O_2 から偏心しているため、弁体 23 における弁軸付近がシートリング 24 に接触することがない。このため、弁体 23 が回転することを原因とするシール性の悪化が防がれ、後述する弁閉時におけるシール性を維持できる。

【0059】

次いで、図 3、図 6 に示すように、電磁弁 16 を閉状態にしてエア流路 25 へのエアの供給を停止し、装着凹部 40 からエアを排気する。これにより、スプリング 26 が弾発付勢してシートリング 24 を弁体 23 方向に押圧し、シートリング 24 の弁座シール部 31 が弁体 23 の Oリング 30 にシールする。その際、Oリング 30 はテーパ状の弁座シール部 31 の内周面側に当接しているため、図 6 (b) において、シートリング 24 がスプリング 26 の付勢力により Oリング 30 方向に移動したときに、この Oリング 30 が弁座シール部 31 の面に沿って縮径しながら変形することにより高シール性が発揮される。

以上のバルブ本体 15 の弁閉動作により、真空チェンバ 11 と真空ポンプ 12 との間の管路 10 が閉状態となる。

【0060】

次に、この弁閉状態からソフト排気制御する場合と、ソフト排気制御後のプロセスガス圧力制御する場合を述べる。先ず、徐々に弁開状態に動作させて真空チェンバ 11 内をソフト排気する場合、すなわち、大気圧の状態で締め切られた真空チェンバ 11 内の圧力を、この大気圧から徐々に排気して減圧時の値（真空状態）に減圧する場合を説明する。

上記の状態からソフト排気する場合には、最初に、電磁弁 16 の閉状態を維持した状態でエア制御部 66 により電空レギュレータ 17 の弁開度を制御してエア流路 25 に供給する圧力を制御してシートリング 24 の開度を制御する。

【0061】

このとき、電空レギュレータ 17 の弁開度は、図 8 のグラフに示すように、真空チェンバ 11 内の圧力が大気圧（760 Torr）から所定のソフト排気時間が経過したときに 0 気圧になるように制御する。すなわち、真空チェンバ 11 内を大気圧から 0 気圧まで減圧するときに、この真空チェンバ 11 内にパーティクルの発生等の問題が生じることのない減圧速度によるソフト排気時間 T を予め設定しておき、このソフト設定時間 T において真空チェンバ 11 内の圧力を比例させるように排気して電空レギュレータ 17 の開度を制御する。この開度制御により、エア流路 25 へのエア供給圧力を調節して弁体 23 に対するシートリング 24 の移動量を細かく制御して、シートリング 24 と弁体 23 との間の隙間量を制御する。

【0062】

このようにエア制御部 66 によって電空レギュレータ 17 を開度制御することにより、大気圧付近ではリーク量を微量に制御し低真空になるにつれて開度を大きく制御することで、真空チェンバ 11 内の真空圧力は、排気時間 T 以内で大気圧から 1 Torr 以下になりやすくなる。

【0063】

10

20

30

40

50

このとき、設定時間内に真空圧力が 1 T o r r 以下に達するように排気された場合には、電空レギュレータ 1 7 が閉状態になると同時に電磁弁 1 6 が開状態に制御され、電磁弁 1 6 を介してエア流路 2 5 にエアが供給されてシートリング 2 4 がストッパ 4 5 の位置まで移動する。また、弁体制御部 6 5 によりステッピングモータ 3 2 の回転が制御され、バルブ本体 1 5 の弁体 2 3 が全開状態になり制御が終了する。

【 0 0 6 4 】

一方、真空圧力が時間内に 1 T o r r 以下に達するように排気できない場合には、電空レギュレータによりシートリングの全開状態の出力圧力が検出され、この検出結果によりステッピングモータによる弁体制御に切り替わり、弁体 2 3 が徐々に開かれて設定時間以内でのソフト排気が行なわれる。このソフト排気により設定真空圧力に達した後は、弁体 2 3 が全開状態になって制御が終了する。

これらのソフト排気後には、真空ポンプ 1 2 の能力により、真空チェンバ 1 1 内は高真空まで排気される。

【 0 0 6 5 】

上記の制御時には、弁体 2 3 とシートリング 2 4 とが、リング 3 0 とテーパ状の弁座シール部 3 1 とによりシールするシール構造であるため、特に、大気圧付近での微小流量の制御が可能になっている。

即ち、図 9 において、弁座シール部 3 1 (シートリング 2 4) がリング 3 0 から離れているときの流路方向における距離を L とすると、この距離 L によってシートリング 2 4 とリング 3 0 との間に生じる径方向の隙間 S は、隙間 $S = \text{距離 } L \times \tan \theta$ (θ : テーパ角度) によって表される。

仮に、 $\theta = 10^\circ$ の場合には、隙間 S を 0 . 1 mm 以下で制御するためのシートリング 2 4 の移動距離 L が約 0 . 6 mm になり、このように移動距離 L を大きなストロークでラフに制御しながら、隙間 S の量を精密に制御することが可能になる。

【 0 0 6 6 】

更に、移動距離 L をストッパ 4 5 により調整することで、全開時の隙間 S を 0 . 1 ~ 0 . 2 mm 程度に設定でき、コンダクタンスを小さくできる。このように、リング 3 0 とテーパ角度 θ を設けたシートリング 2 4 との流量調節により、シートリング 2 4 の弁体方向への移動距離 L を隙間 S によって小さく変換して微小制御をおこなえる。このため、ソフト排気時の制御を高精度に実施できる。

【 0 0 6 7 】

このようなシートリング 2 4 の内周面側に、内径側から外形側に向けて緩やかに拡径してテーパ状 (或は円弧状) に形成したシール構造により、シートリング 2 4 の移動による漏れが開始するまでにはこのシートリング 2 4 のある程度の移動量が必要になる。上記のテーパ接触により、リング 3 0 と弁座シール部 3 1 との間に粘着による貼り付きが発生しようとしても、これらが滑り動作しながら剥離してリークがおこなわれるため、粘着の影響を受け難くなる。更に、本実施形態におけるバタフライ式圧力制御バルブでは、前記シール構造によるソフト排気 (スロー排気) を最も効果的に機能させるために、スロー排気制御をコントローラ 1 9 によっておこなっている。

【 0 0 6 8 】

上記のコントローラ 1 9 は、真空チェンバ 1 1 内の圧力低下を誘導するための到達関数 $f(x)$ を算出する演算機能 (以下、到達関数演算機能という) と、バルブ本体 1 5 を任意の時間幅でオープンクローズする図示しないタイマーと、バルブ本体 1 5 が開閉動作するときのオープン開度値とクローズ開度値とを真空チェンバ 1 1 内の圧力と到達関数 $f(x)$ とから演算する機能 (以下、弁開度演算機能という) とを有している。そして、このバルブ本体 1 5 は、図示しないパソコン等の入力手段から圧力を低下させる所要時間と、この所要時間で到達させる圧力をコマンド入力することで圧力をステップごとにバルブ本体 1 5 の開閉動作により制御して大気圧 (又は、任意の圧力) から目標とする任意の圧力まで低下させるようにした。

【 0 0 6 9 】

この場合、到達関数 $f(x)$ を、例えば、任意の 1 次、2 次或は 3 次関数として到達関数演算機能より求め、各ステップごとにこの到達関数 $f(x)$ と測定した真空チェンバ 11 内の圧力とを比較して、弁閉状態の弁体 23 に対してシートリング 24 をシール方向に往復動させてオープン開度とクローズ開度とを制御する。

【0070】

その結果、スロー排気のスタート時には緩やかな排気特性により排気でき、優れたリーク特性を発揮して微小流量時の圧力制御を高精度に行なうことが可能となる。このため、例えば、圧力制御をしながら目標圧力を変えて段階的に圧力を下げるようにした制御の場合のように、フラットなシール面の弁座を制御する際に、弁座が離れる寸前の制御が難しくなって弁座に粘着による貼り付きがあるときにこの貼り付きが剥がれた瞬間にオーバーシュートして設定した排気特性より急激に排気されることがない。

10

【0071】

しかも、バルブ本体 15 は、2 重偏心弁の構造を呈しているため、弁体 23 の幅が小さい場合であっても、弁座シール部 31 と O リング 30 との隙間が最小の状態を開閉し、微小流量時におけるコンダクタンスが最小となる。このため、弁体 23 の回転時には、弁体 23 と弁座シール部 31 との干渉が抑えられ、スムーズな弁体 23 の回転が可能である。

【0072】

ソフト排気後には、プロセスガスを流して目標圧力制御が行われる。プロセスガス圧力制御は、弁体 23 が全開で高真空に排気された状態からガス導入と圧力制御がスタートし、設定圧力に調圧する PID 動作が行なわれる。その際、ガス導入のスタートは、圧力制御のスタートに対して前後する場合があるが、圧力制御がスタートするときには、高速で弁閉動作と安定制御とが行なわれる。

20

【0073】

弁体 23 は、ステッピングモータ 32 のモータ制御により弁閉状態まで回転する。回転後には、弁座シール部 31 が O リング 30 から離間しているため、弁体 23 はほとんど摺動抵抗の無い状態で回転して低トルクで高速の圧力制御が可能になり、また、弁座シール部 31 と O リング 30 との関係が Min コンダクタンスに設定されているため、広範囲の圧力制御が可能になっている。

【0074】

この弁閉状態において、電空レギュレータ 17 によりエア流路 25 に供給する圧力を PID 制御してシートリング 24 の移動によるプロセスガス圧力制御を行う。その際、プロセスガス流量が少ない状態、または、設定圧力が高く弁体開度が 0 % でも設定圧力まで上昇しない場合は、弁体開度を 0 % にした状態で電空レギュレータ 17 によりエア流路 25 に供給する圧力を PID 制御してシートリング 24 を閉方向に制御することで、大気圧に近い高い圧力でも制御できる。

30

【0075】

ここで、PID 制御は、フィードバック制御の一種であり、入力値の制御を、出力値と目標値との偏差、積分、微分からなる要素により実施する制御である。この PID 制御は、一般的に広く実施されている制御方法であるため、その詳しい説明を省略する。

【0076】

弁閉状態におけるプロセスガス圧力制御は、電空レギュレータ 17 によるエア流路 25 への圧力の PID 制御により、シートリング 24 を開閉方向に移動させて行なう。この場合、設定圧力が低真空領域でシートリング 24 だけの圧力制御では圧力が下がらない場合には、この圧力を下げるために、エア流路 25 のシートリング 24 が全開状態になる圧力を電空レギュレータ 17 の出力圧力で検出し、この検出結果に応じてステッピングモータ 32 の PID 制御に切り替わり、弁体 23 の開閉制御により目標圧力まで排気調圧される。このように、電空レギュレータ 17 によるリークゼロからの制御範囲と、モータ駆動による Min コンダクタンスからの制御範囲とを切り替えて制御することで、広い制御範囲を確保し、プロセスガス圧力制御と、前記したソフト排気制御とが可能になっている。

40

【0077】

50

上記において、ソフト排気制御やガス圧力制御について、弁閉側への圧力制御時には、シートリング 24 が全開になる圧力を電空レギュレータ 17 により検出してステッピングモータ 32 の制御に切り替え、弁閉側への制御時には、ステッピングモータ 32 の制御の開度が 0 % の条件時にエア流路 25 の圧力を排気制御することで、シートリング 24 の弁閉状態からバルブ本体 15 の Min コンダクタンスまでと、バルブ本体 15 の弁体制御による Min コンダクタンスから Max コンダクタンスまでの 2 つの制御系統を連続して制御可能としている。その際、プロセスガスを高速で安定させるには、バルブ本体 15 の弁体 23 の制御のみで行うのが良く、プロセスガスの調圧範囲を広くするには、Min コンダクタンスを小さくするために、シートリング 24 と弁体 23 との隙間 S を弁体 23 が無摺動で回動できる最少の隙間に設定するのが良い。

10

【0078】

また、2 つの制御系統による連続した切り替え制御を行わない場合には、プロセスガス圧力制御を弁体 23 の回動によってのみで行い、一方、クリーニング等の大気圧に近い高い圧力制御を行う場合には、シートリング 24 の制御によってのみで行うのが良い。

上記において、弁体 23 の回動のみによるプロセスガス圧力制御時における圧力は、例えば、0.5 ~ 5 Torr 程度であり、一方、クリーニング時の圧力は、例えば、700 Torr 程度である。また、前述したソフト排気制御は、大気圧から 100 Torr 程度になるまでの時間が、およそ 10 ~ 20 分程度の時間により排気する。

【0079】

なお、モータ制御状態から再度バルブ本体 15 を全閉状態にする場合には、弁体 23 を全閉位置まで回転させ、電磁弁 16 を OFF にしてのエア流路 25 のエアを排気すると、スプリング 26 がシートリング 24 を Oリング 30 に押し付けてシールさせ、流路 21 が閉状態となる。

20

【0080】

また、電空レギュレータ 17 の位置に、この電空レギュレータ 17 と同一の機能を有するオリフィス流路を有する流量制御弁を設けた場合には、この流量制御弁を高速で開閉制御することにより、オリフィスを介して微小流量のエアが装着凹部 40 に供給され、シートリング 24 を減速させながら動作させることが可能になる。これにより、シートリング 24 を徐々に移動させてソフト排気を実施できる。この場合、電空レギュレータ 17 を用いた場合と比較して安価にソフト排気をおこなうことができる。

30

【0081】

更に、図 11 に示したエア制御流路 70 を利用することで、バルブ本体 15 を弁閉状態に高速遮断することもできる。図において、エア遮断流路 70 には、電空レギュレータ 71、3 方電磁弁 72、圧力スイッチ 73、2 方エアバルブ 74 が設けられ、このエア制御流路 70 は、図 1 におけるボデー 20 のシリンダである装着凹部 40 から続くエア流路 25 に接続されている。

【0082】

エア制御流路 70 は、エア供給側流路 75 とエア排気側流路 76 とにより並列に設けられ、このエア供給側流路 75 とエア排気側流路 76 との間には、第 1 バイパス流路 77、第 2 バイパス流路 78 が設けられている。そして、エア供給側流路 75 に、シリンダ 40 側から順に、電空レギュレータ 71、3 方電磁弁 72、圧力スイッチ 73 が直列に配設され、一方、エア排気側流路 76 に、2 方エアバルブ 74 が設けられている。

40

【0083】

電空レギュレータ 71 は、エア供給側流路 75 と第 1 バイパス流路 77 とを接続する位置に設けられ、エア供給側流路 75 からシリンダ 40 内に供給するエアの流量を調節可能で、かつ、シリンダ 40 からの排気エアを、第 1 バイパス流路 77 を介してエア排気側流路 76 に流すことが可能になっている。3 方電磁弁 72 は、エア供給側流路 75 と第 1 バイパス流路 77 とを接続する位置に設けられ、供給エアをシリンダ 40 側に供給するか、又は、シリンダ 40 からの排気エアを、第 2 バイパス流路 78 を介してエア排気側流路 76 に流すように切り換え可能になっている。圧力スイッチ 73 は、エア供給側流路 75 内

50

の圧力を感知するために設けられている。

【 0 0 8 4 】

2方エアバルブ74は、エア排気側流路76に設けられ、この2方エアバルブ74には、エア供給側流路75から第3バイパス流路79が接続されている。この2方エアバルブ74は、ノーマリーオープンタイプのバルブであり、通常時にはシリンダ40からのエアを排気できるようになっており、一方、エア供給側流路75からエアが供給されたときには第3バイパス流路79を介してエアが供給されて弁閉状態となる構造になっている。

【 0 0 8 5 】

エア制御流路70において、3方電磁弁72を開状態にしてエアを供給すると、第3バイパス流路79を介して2方エアバルブ74内にエアが流れ、2方エアバルブ74は、閉状態になってシリンダ40からの排気が防がれた状態になる。この状態で電空レギュレータ71に、例えば、0～5Vの入力信号を入力すると、この入力信号に比例して供給側からの操作圧力が0～0.5MPaの大きさで出力される。この操作圧力により、シリンダ40内の図示しないシートリングが電空レギュレータ71の出力圧力に比例して、例えば、0～2.5mmのストロークにより往復動してバルブ本体15を開閉する。

【 0 0 8 6 】

バルブ本体15を閉止状態に遮断するときには、3方電磁弁72を切り換えることでシリンダ40からの排気エアが第2バイパス流路78に流れて排気され、かつ、エア供給側流路75へのエア供給も停止する。このとき、電空レギュレータ71への入力信号を0Vにして排気した際に、通常の回路ではシリンダ40が弁閉動作するまでに1.5秒程度掛かることになるが、このエア遮断回路70では、エア供給側流路75に並列に配管されたエア排気側流路76の2方エアバルブ74が開状態となることで、排気エアが2方エアバルブ74と電空レギュレータ71・3方電磁弁72とを介してエア排気側流路76から排気されるため、1秒以下の高速で遮断することができ、遮断時間を大幅に短縮することが可能になる。

【 0 0 8 7 】

上述したように、本発明のバタフライ式圧力制御バルブは、弁体23と、シートリング24と、エア流路25と、スプリング26とを有するバルブ開閉機構22をバルブ本体15内に設け、バルブ開閉機構22により高シール性を確保しながら流路21を開閉制御するようにしているので、バタフライバルブ構造によって全体のコンパクト性を維持して省フットプリント性を確保し、高速制御によるアイソレーション機能を発揮できる。このため、半導体製造工程における真空流路5に対して本発明のバタフライ式圧力制御バルブを用いた場合には、全体の省スペース化が可能となり、大流量の流路であってもその真空圧力を高精度に制御することが可能になっている。しかも、高価な部品等を使用することが無いため安価に設けることができる。

【 0 0 8 8 】

更に、バルブ開閉機構22は、エア流路25へのエアの供給により弁体23がシートリング24から離間した状態で回転するので、弁体23がシートリング24に対して摺動することなく弁座シール部31によるシール性を確保しながら小さい出力トルクのステッピングモータ32を利用して高速作動させることができる。これにより、小出力のアクチュエータ18を用いた場合にも、例えば、小口径の40Aから口径の大きい150Aまでのバルブ本体15の弁体の高速作動が可能になる。

また、弁体23やシートリング24の摩耗が防がれ、真空圧力制御時のリーク性能が高められる。更に、Oリング30の寿命が延びるため耐久性が高まり、弁体23の回転動作の限界をおよそ100万回まで向上させることも可能である。

【 0 0 8 9 】

また、エア流路25に電磁弁16と電空レギュレータ17を並列に接続した状態でバルブ開閉機構22により制御しているので、構造が複雑化したり全体が大型化することなく、1つのエア流路25を介して電磁弁16と電空レギュレータ17とにより弁閉状態から弁閉時までの圧力を容易に制御できるバタフライ式圧力制御バルブである。

【 0 0 9 0 】

次に、本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 2 実施形態を説明する。なお、この実施形態以降において、それ以前の実施形態と同一箇所は同一符号によってあらわし、その説明を省略する。

図 1 2、図 1 3 においては、本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 2 実施形態を示している。図において、バルブ本体 8 0 は、ボデー 8 1 内部にバルブ開閉機構 8 2 を有し、このバルブ開閉機構 8 2 は、弁体 8 3 と、シートリング 8 4 と、エア流路 8 5 と、スプリング 8 6 とに加えて、ピストン 8 7 とシャフト 8 8 とを有している。バルブ本体 8 0 のボデー 8 1 は、中央の主ボデー 8 1 a と、一側に設けられた接続ボデー 8 1 b と、他側に設けられた接続ボデー 8 1 c とが一体に組み合わさって形成されている。各接続ボデー 8 1 b、8 1 c には、図示しない他の配管との接続部位が形成されている。

10

【 0 0 9 1 】

バルブ開閉機構 8 2 のうち、弁体 8 3 は、前記実施形態と略同一の取付構造によりボデー 8 1 に回転自在に取付けられ、この弁体 8 3 を回転させる弁軸 8 9 内部には弁体加熱用のヒータ 9 0 が取り付けられている。図 1 7 に示すように、ヒータ 9 0 は、カートリッジ形態に形成され、弁軸 8 9 の内側に形成された取付穴 9 1 に着脱自在に取付けられる。更に、このヒータ 9 0 には配線 9 2 が接続されており、ヒータ 9 0 は、配線 9 2 を介して外部より電流が流されて発熱可能になっている。ヒータ 9 0 が発熱すると、この熱は弁軸 8 9 を伝って弁体 8 3 まで伝導される。

【 0 0 9 2 】

20

弁体 8 3 は、図 1 6 に示すように、Oリング 3 0 が装着されたフラップ部 9 5 と保持部材 9 6 とを有し、保持部材 9 6 は、固定ボルト 9 7 により連通穴 9 8 を介してフラップ部 9 5 に形成されためねじ 9 9 に着脱自在に設けられている。一方、図 1 4 に示すように、フラップ部 9 5 にはキー溝 1 0 0 が形成され、このキー溝 1 0 0 にキー 1 0 1 が嵌め込み可能になっている。キー 1 0 1 は、フラップ部のキー溝 1 0 0 と弁軸 8 9 に形成されたキー溝 1 0 2 に嵌め込まれ、この状態でフラップ部 9 5 と保持部材 9 6 とを固定ボルト 9 7 で固定することにより、弁軸 8 9 とフラップ部 9 5 とが一体に回転する。

【 0 0 9 3 】

上記の構成により、弁軸 8 9 と弁体 8 3 とは着脱自在に取り付けられることから、図 1 5 に示すように、弁軸 8 9 からフラップ部 9 5 と保持部材 9 6 とを外した状態にし、続いて、弁軸 8 9 をボデー 9 0 から抜くことで弁軸 8 9 内のヒータ 9 0 を取外すことが可能になる。このため、図示しないが、弁体と弁軸とが一体構造である場合のように内部ヒータやバルブボデーを分解する必要がなく、この実施形態では、弁軸 8 9 の内部にヒータ 9 0 を挿入し、フラップ部 9 5 と弁軸 8 9 とを分割構造にすることでボデー 8 1 を分解することなくフラップ部 9 5 のメンテナンス等を実施することが可能になっている。

30

【 0 0 9 4 】

一方、シートリング 8 4 は、略環状に設けられ、弁座シール部 1 0 5 と錨状取付部 1 0 6 とが形成されている。弁座シール部 1 0 5 は、前記実施形態と同様に形成され、錨状取付部 1 0 6 は、ボデー 8 1 内に形成されたシリンダ 1 0 7 の内径と略同径に設けられ、この錨状取付部 1 0 6 には、ボルト装着孔 1 0 8 が 2 ヶ所の同心円上に形成されている。

40

【 0 0 9 5 】

ピストン 8 7 は、略環状に形成され、このピストン 8 7 にはシートリング 8 4 と同様にボルト装着穴 1 0 9 が 2 ヶ所に形成されている。ピストン 8 7 の内外周側にはボデー 8 1 とのシール用 Oリング 1 1 0、1 1 0 が装着されている。ピストン 8 7 とシートリング 8 4 との間には、2 本のシャフト 8 8 が配設され、このシャフト 8 8 は、両端面において取付ボルト 1 1 1 によりピストン 8 7 とシートリング 8 4 とに固着されている。シャフト 8 8 は、ボデー 8 1 に形成された挿通孔 1 1 2 に装着され、このシャフト 8 8 の外周側には 3 つの Oリング 1 1 3、1 1 3、1 1 3 が装着されている。このため、シャフト 8 8 は、ボデー 8 1 との間が 3 重シールされた状態で挿通孔 1 1 2 を往復動する。

【 0 0 9 6 】

50

上記の構造により、ボデー 8 1 のシリンダ 1 0 7 内には、分割されたシートリング 8 4 とピストン 8 7 とが複数のシャフト 8 8 により連結され、シートリング 8 4 とピストン 8 7 とシャフト 8 8 とが一体化した状態で主ボデー 8 1 a に対して図 1 2 において左右に往復動作できるようになっている。エア流路 8 5 は、ボデー 8 1 のシリンダ 1 0 7 内のピストン 8 7 装着側の一次側に外部と連通して形成され、このエア流路 8 5 を介してシリンダ 1 0 7 内にエアが供給される。このように、エア流路 8 5 は、エア供給時にピストン 8 7 とシャフト 8 8 とによりシートリング 8 4 を弁体 8 3 から離間させる方向に移動させる側に形成されている。このエア流路 8 5 は、図示しないアクチュエータ内部のエア流路に接続されている。

【 0 0 9 7 】

図 1 4 において、主ボデー 8 1 a の流路一方向に開口して、例えば、8ヶ所に均等に凹状溝 1 1 4 が設けられ、各凹状溝 1 1 4 にはスプリング 8 6 がピストン 8 7 をエア流路 8 5 の側に弾発付勢するように装着されている。この装着構造により、通常時においては、ピストン 8 7 がスプリング 8 6 によりエア流路 8 5 の入口側、すなわち、図において右方向に移動し、シャフト 8 8 によりこのピストン 8 7 と一体化されたシートリング 8 4 は弁閉方向にシールするように移動する。

一方、エア流路 8 5 からエアを供給すると、ピストン 8 7 がスプリング 8 6 の弾発力に抗して図において左方向に移動するときにシートリング 8 4 も同方向に移動して弁体 8 3 から離間して流路を開状態にできるようになっている。続いて、このソフト排気制御後に、図 1 4 に示すように、弁体 8 3 を回転してプロセスガス圧力制御することができる。なお、この実施形態では、シャフト 8 8 を 2 本としているが、このシャフト 8 8 は 3 本以上であってもよい。この場合、ピストン 8 7 とシャフト 8 8 との接続強度が増加する。

【 0 0 9 8 】

上述した構成により、この実施形態におけるバルブ本体 8 0 は、ボデー 8 1 内部のピストン 8 7 とシャフト 8 8 との連結部位が大気開放しているものの、仮に、ピストンシール用のリング 1 1 0 が破損してこの部位から漏れが生じたとしても、3重シール構造によりシートリング 8 4 側への漏れを防いでバルブ本体 8 0 内部への操作エアの漏れを防止している。

【 0 0 9 9 】

また、このシャフト 8 8 の 3 重シールによりシールされた内部流路側とエア供給側との間には差圧があり、内部流路側の圧力がエア供給側の圧力よりも低くなっており、しかも、シール用リング 1 1 3 の径がシャフト径とほぼ同径であって摺動時のシリンダ 1 0 7 との接触面積が小さくなるため、流路内の内部圧力が外部へ漏れることを防ぐことができる。

【 0 1 0 0 】

更に、主ボデー 8 1 a と接続ボデー 8 1 c は、主ボデー 8 1 a に形成された環状突起部 9 3 が接続ボデー 8 1 c の当該位置に装着されたリング 9 4 に密着シールするように一体化しているため、この固定シール構造によりバルブ本体 8 0 内にエア流路 8 5 からのエア漏れが防がれ、バルブ本体 8 0 内への漏れは、シャフト 8 8 からの大気圧の浸入のみに限られる。このため、バルブ本体 8 0 における漏れ量を極小に抑えつつ、シール性と耐久性の向上を図ることができる。

【 0 1 0 1 】

図 1 8 においては、上記実施形態の一部の形状を変更した主ボデーを示したものである。この主ボデー 1 1 5 は、前記主ボデー 8 1 a と同様に、シャフト 8 8 の挿通孔 1 1 2 が均等に 2 ヶ所に形成され、かつ、スプリング収納空間である凹状溝 1 1 4 が略均等に 8 ヶ所に設けられている。更に、この主ボデー 1 1 5 では、各凹状溝 1 1 4 にはリークポート 1 1 6 が形成され、このリークポート 1 1 6 は、大気開放されている。これにより、図 1 2 において、エア流路 8 5 からのエア供給時にピストン 8 7 の摺動部位（リング 1 1 0 とシリンダ 1 0 7 との隙間）からエア漏れした場合、このエアがリークポート 1 1 6 を介して大気側に放出される。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 2 】

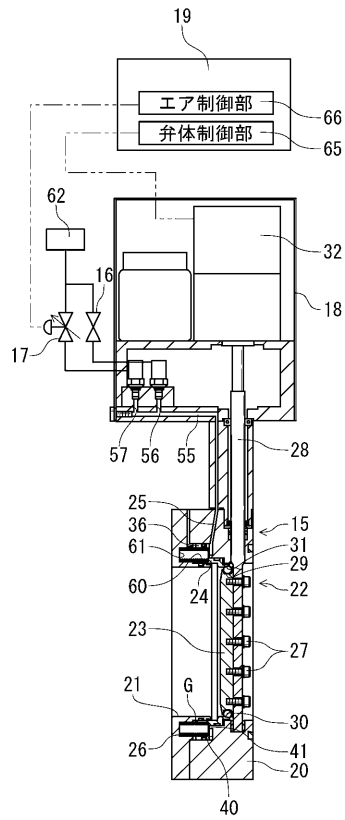
図 1 9 においては、本発明のバタフライ式圧力制御バルブの第 3 実施形態を示したものであり、このバルブ本体 1 2 0 は、シャフトの外周側に O リングを設ける代わりに、シートリング 1 2 1 とボデー 1 2 2 とをベローズ 1 2 3 で接続したベローズシール構造に設けたものである。この場合、小径に設けたベローズ 1 2 3 によりシートリング 1 2 1 とボデー 1 2 2 との間をシールすることができ、バルブ本体 1 2 0 のコンパクト化を図りながらエア供給側と内部流路側とをシールして外部漏れを防ぐことが可能となる。

【 符号の説明 】

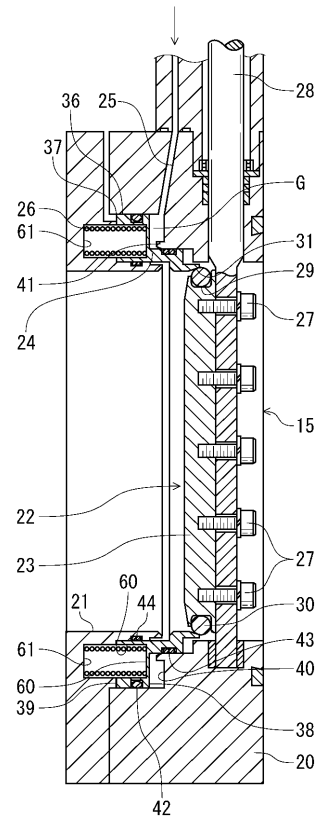
【 0 1 0 3 】

1 5	バルブ本体	10
1 6	電磁弁	
1 7	電空レギュレータ	
1 9	コントローラ	
2 0	ボデー	
2 1	流路	
2 2	バルブ開閉機構	
2 3	弁体	
2 4	シートリング	
2 5	エア流路	
2 6	スプリング	20
3 0	O リング	
3 1	弁座シール部	
3 2	ステッピングモータ	
3 5	弁座シール部	
4 5	ストッパ	
4 6	ピン	
4 7	偏心カム	
4 9	カム面	
6 2	ポンプ	
6 5	弁体制御部	30
6 6	エア制御部	

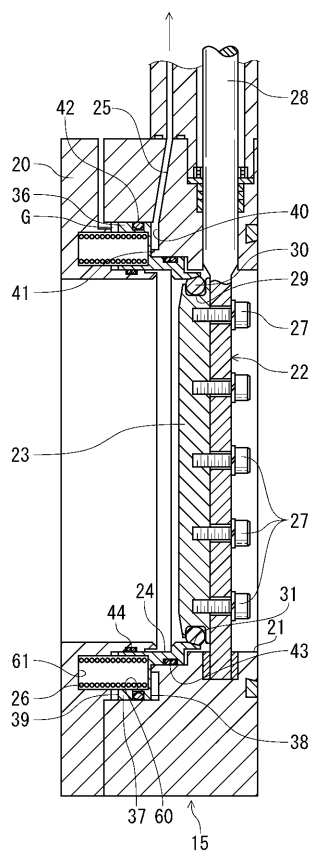
【図 1】



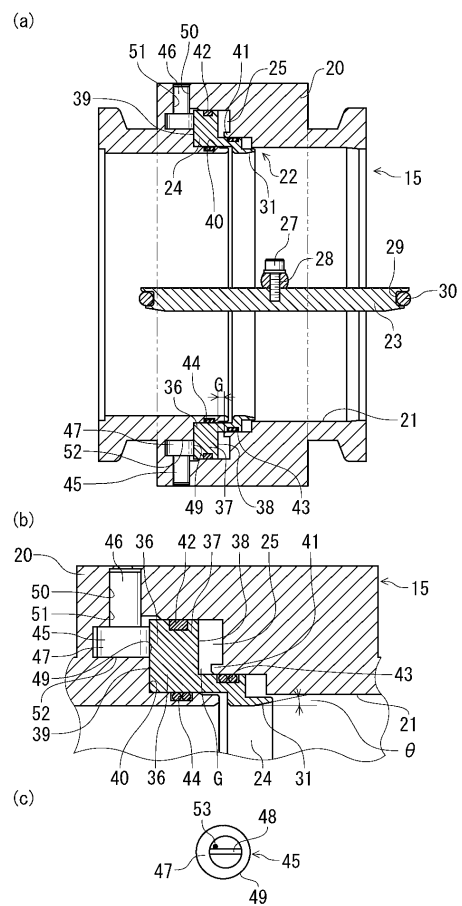
【図 2】



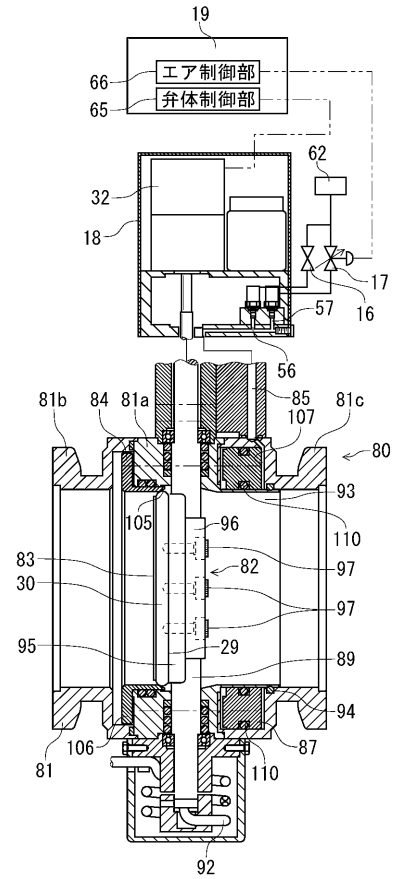
【図 3】



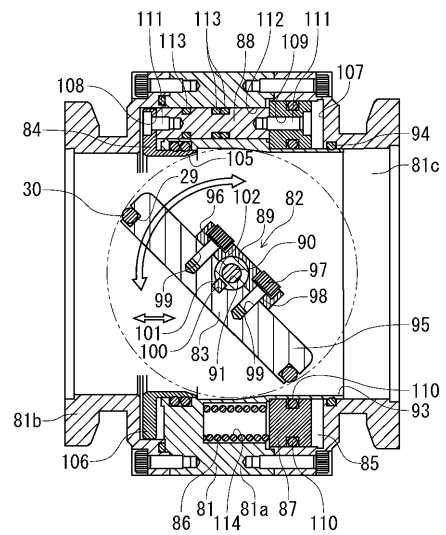
【図 4】



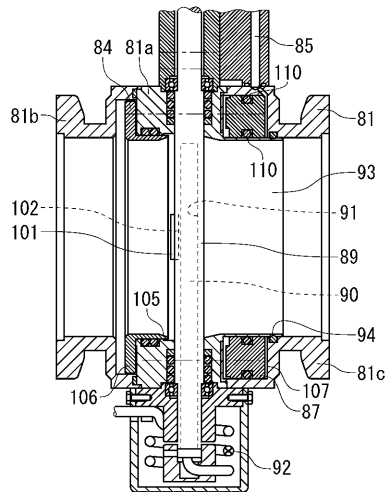
【 図 1 2 】



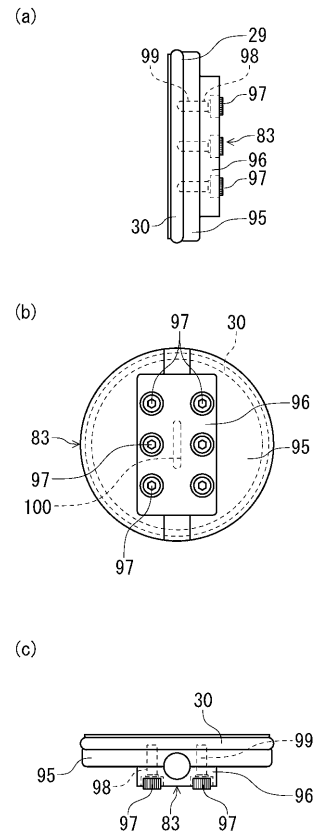
【 ䷗ 1 4 】



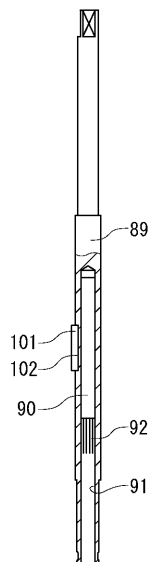
【図 15】



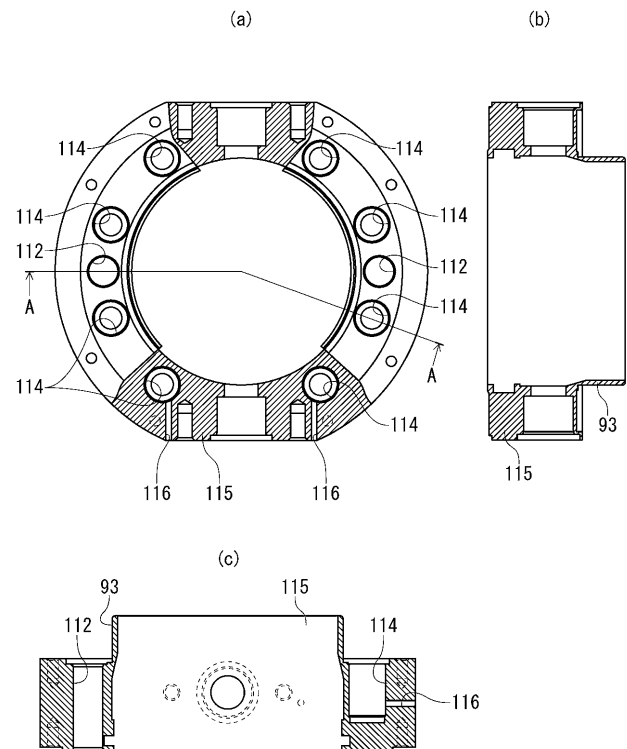
【図 16】



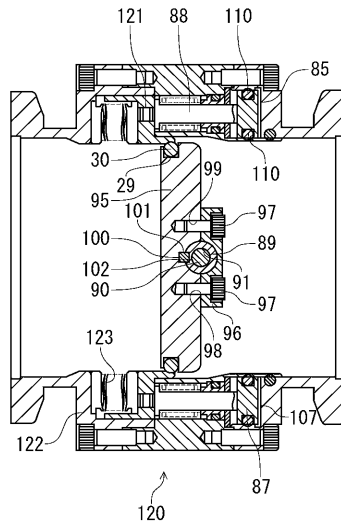
【図 17】



【図 18】



【図 19】



【図 20】

