

(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2009-76089

(P2009-76089A)

(43) 公開日 平成21年4月9日 (2009. 4. 9)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
G 0 5 D 16/06 (2006.01)	G O 5 D 16/06 C	3 H O 5 9
F 1 6 K 31/44 (2006.01)	F 1 6 K 31/44 D	3 H O 6 3
F 1 6 K 17/04 (2006.01)	F 1 6 K 17/04 H	5 H 3 1 6

審査請求 有 請求項の数 11 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2008-272170 (P2008-272170)	(71) 出願人	591055436
(22) 出願日	平成20年10月22日 (2008. 10. 22)		フィッシャー コントロールズ インター
(62) 分割の表示	特願2006-509399 (P2006-509399)		ナショナル リミテッド ライアビリティ
	の分割		ー カンパニー
原出願日	平成16年3月29日 (2004. 3. 29)		アメリカ合衆国 6 3 1 3 6 ミズーリ
(31) 優先権主張番号	10/400, 704		セントルイス ウェスト フローリッサン
(32) 優先日	平成15年3月27日 (2003. 3. 27)		アベニュー 8 1 0 0
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(74) 代理人	110000556
			特許業務法人 有古特許事務所
		(72) 発明者	ホーキンス, ジェームス シー.
			アメリカ合衆国 7 5 0 0 2 テキサス
			アレン サウス アドラー ドライブ 1
			O 1

最終頁に続く

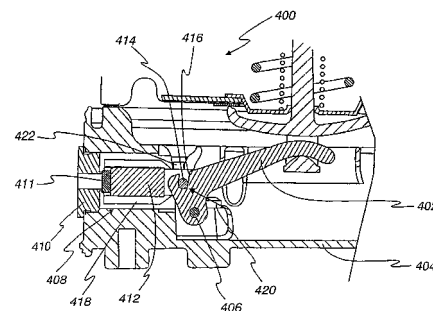
(54) 【発明の名称】 流体用減圧レギュレータ

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 比例帯ゲインが大きいと圧力降下により安定性が悪化し、比例帯ゲインが小さいと精度が悪くなるため、異なる用途に対しては異なるレギュレータが設計されていた。

【解決手段】 凹部 4 1 6 の形状は、凸部 4 1 4 と接触する凹部 4 1 6 の壁が弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して直角にならないような角度に形成する。弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して直角に加えられる力は、弁ガイド 4 1 8 に対抗して側面方向の荷重をかけることにより、弁棒 4 1 2 と弁ガイド 4 1 8 との間の摩擦力を上昇させる。この摩擦力の上昇は、制御ポイントにおける弁棒 4 1 2 及び弁棒に接続された第一の端部と、ダイヤフラムに接続する弁体 4 1 1 の振動を実質的に最小化または削除するように機能し、圧力降下が大きな場合であっても非常に安定なレギュレータを提供できる。

【選択図】 図 4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハウジングと

前記ハウジング内に配置されるダイヤフラムと、

前記ハウジング内に配置され、弁座、弁体および弁棒を有する弁と、

前記弁体のシール面が前記弁座と実質的に同一面上にあるように前記弁棒を保持するように構成される弁ガイドと、

前記弁棒に結合される第一の端部および前記ダイヤフラムに結合される第二の端部を有するレバーとを備えており、

前記第一の端部が、前記弁棒の長手方向の軸に対して非平行な方向に前記弁棒を力で移動させるために、前記弁棒に結合されており、

前記レバーが凹部を介して前記弁棒に係合するように構成されてなる、流体レギュレータ。

10

【請求項 2】

前記レバーが、前記弁棒の長手方向の軸に対して実質的に垂直な力を前記弁棒に対して負荷するように構成される、請求項 1 記載の流体レギュレータ。

【請求項 3】

前記凹部が、前記弁棒の長手方向の軸に対して非直角になるような角度に形成される壁を有してなる、請求項 2 記載の流体レギュレータ。

【請求項 4】

前記弁棒が凸部を備え、該凸部を受け入れる凹部を前記レバーの前記第一の端部が備えてなる、請求項 2 記載の流体レギュレータ。

20

【請求項 5】

前記弁棒が、前記弁座の方向に向かう前記弁体の移動を制限するストッパを備えてなる、請求項 1 記載の流体レギュレータ。

【請求項 6】

前記ストッパが前記弁棒と一体化されるように構成される、請求項 5 記載の流体レギュレータ。

【請求項 7】

弁棒および弁ガイドを有する弁組立体と、

前記弁ガイドに対して前記弁棒に側面方向の荷重を加えるために前記弁棒に係合されるレバーと

30

を備えてなる、流体レギュレータ。

【請求項 8】

前記流体レギュレータが、少なくとも 5 つの締結部材を受け入れることにより少なくとも二つの円周方向間隔が該少なくとも 5 つの締結部材に関連づけられるように構成されるフランジを備えてなる、請求項 7 記載の流体レギュレータ。

【請求項 9】

前記弁棒と一体化されるストッパをさらに備えており、該ストッパが、弁座に対して弁体が移動する程度を制御するように構成される、請求項 7 記載の流体レギュレータ。

40

【請求項 10】

少なくとも二つの異なるタイプの流体の圧力を制御するように前記流体レギュレータを構成するようなサイズに形成されるダイヤフラムをさらに備えてなる、請求項 8 記載の流体レギュレータ。

【請求項 11】

前記少なくとも二つの異なるタイプの流体が天然ガスと液化石油ガスとを含んでなる、請求項 10 記載の流体レギュレータ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

50

本発明は、一般的にレギュレータに関するものであり、さらに詳細に言えば、流体用減圧レギュレータに関するものである。

【背景技術】

【0002】

たとえオイル配管分配システム、ガス配管分配システム、化学プロセスなどの如き工業プロセスにおいて流体の圧送を制御するにあたり、このような分配システムまたはプロセスのうちで大量のまたは高流量のプロセス流体を必要とする部分においては比較的高圧でプロセス流体を圧送する必要があることが多い。高圧力のプロセス流体が分配システムまたはプロセスを移動する間に、プロセス流体の圧力が一または複数のポイントにおいて降下させられ、プロセス流体を使用または消費するサブシステムへ少量のプロセス流体が低圧力で供給されうる。

10

【0003】

通常、流体用減圧レギュレータは、プロセス流体の圧力の降下および制御を行うために用いられる。一般的に、流体用減圧レギュレータは、流体流路に直列に設けられる弁の絞りを変更する。このようにして、流体用減圧レギュレータは、流体流量および/または当該レギュレータの下流側流出口に生じる圧力を制御することが可能となる。通常、流体用減圧レギュレータは、パイロット作動式制御機構または直動式制御機構を用いて構築される。

【0004】

通常、パイロット作動式流体レギュレータは、比較的小さな表面積を有するパイロットステージダイヤフラムを備えている。通常、パイロットステージダイヤフラムは、レギュレータの出力側圧力に応答し、比較的大きな表面積を有するダイヤフラムを用いる第二制御ステージまたは主制御ステージを駆動させる。この主制御ステージの大きい方のダイヤフラムによって、レギュレータ弁の駆動に必要な大きな力がもたらされる。

20

【0005】

直動式流体レギュレータでは、流体出力圧力がレギュレータ弁に直接接続される単一のかつ比較的大きなダイヤフラムに主に作用するように、パイロットステージが削除されている。こうすることにより、直動式流体レギュレータは、比較的小さな取り付けエンベロープを有する比較的小型のハウジングに設けられうる。

【0006】

30

各々が異なる用途に適した異なる一組の設計特徴を有しうる多種多様な流体用減圧レギュレータが通常利用可能である。たとえば消費者地域（たとえば、住宅地域もしくは商業ビル地域）または他の保管配送ポイント（*custody transfer point*）において天然ガスの圧力を制御するために用いるように設計されている流体用減圧レギュレータは、通常、比較的正确である必要がある。レギュレータの高い精度は、高い比例帯ゲイン（すなわち、高いメカニカルゲイン）を得るようにレギュレータを構成することにより通常達成される。高い比例帯ゲインを達成するために複数の因子が変えられる。たとえば、レギュレータダイヤフラム面積およびてこ比（すなわち、ダイヤフラムの単位移動量をそれにより生じる弁棒および弁体の移動量で除算したもの）によって、レギュレータの比例帯ゲインが実質的に制御される。一般的に言えば、ダイヤフラム面積が大きければ大きいほど、レギュレータによる圧力降下が大きくなるので、その分だけ、てこ比が減少することになる。てこ比の減少により、レギュレータに対する比例帯ゲインが上昇するため、レギュレータがその出力圧力を制御することができる精度が上昇する。

40

【0007】

その一方で、液化石油（LP）ガスの分配の制御に用いられるように設計される流体用減圧レギュレータは、比較的小型であるため、これらのレギュレータは、限定空間（たとえば、タンクドーム）に容易に取り付けることが可能である。LPガス用途では、正確さは、天然ガス用途におけるほど重要ではない。したがって、LPガスレギュレータの取り付けエンベロープを最小限に抑えるために、比較的小さなダイヤフラムが用いられうる。これに加えて、LPガス用途に用いられる減圧レギュレータは、比較的大きな圧力降下を

50

制御することを要求されることが多く、また、これらのレギュレータの比例帯ゲインが小さいため、上記の用途において一般的に存在する不安定性問題が減少する。

【 0 0 0 8 】

したがって、減圧レギュレータの用途が異なると性能要求項目が異なることが従来より問題であった。設計段階において妥協が必要となるため、異なる用途に対して異なるレギュレータが設計されていた。たとえば、天然ガスシステムにおける使用に合わせて設計されている圧力レギュレータにあつては、天然ガスレギュレータ用の取り付けエンベロープが比較的大きいため、LPガスシステム内において使用するには適切ではない場合が多い。さらに、天然ガスレギュレータの比例帯ゲインが比較的大きいため、LPガス用途において遭遇することが多い大きな圧力降下に通常付随した不安定性問題がさらに悪化せられる。同様に、LPガスシステムに用いられるように設計された減圧レギュレータは、比例帯ゲインが比較的に小さいため、天然ガスシステムにおいて使用するには十分正確でないことが多い。

【 発明の開示 】

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 9 】

一つの実施形態によれば、流体レギュレータは、ハウジングと、第一の半径およびこの第一の半径よりも大きな第二の半径を有したフランジとを備えている。第一の半径はフランジの内側部を画定しており、第二の半径は、流体レギュレータの取り付けエンベロープを画定している。フランジは複数の凸部を有しう。これらの複数の凸部は、その第一の凸部と第二の凸部とが第一の円周方向の間隔だけ離れ、その第二の凸部と第三の凸部とが第二の円周方向の間隔だけ離れるように、円周方向に離隔されている。さらに、上記の複数の凸部の各々は、フランジにより4つを超える開口部が提供されるべく、締結手段を受け入れるように構成される少なくとも一つの開口部を備えう。

【 0 0 1 0 】

他の実施形態によれば、流体レギュレータは、ハウジングと、このハウジング内に配置されたダイアフラムとを備えている。また、流体レギュレータは、ハウジング内に配置される弁をさらに備えう。この弁は、弁座と、弁体と、弁棒と、弁体のシール面が弁座と実質的に同一の面上にあるように弁棒を保持するように構成されている弁ガイドとを備えう。また、この流体レギュレータは、弁棒に結合される第一の端部と、ダイアフラムに結合される第二の端部とを有するレバーをさらに備えう。このレバーの第一の端部は、弁棒の長手方向の軸に非平行な方向に弁棒を力で移動させるために弁棒に接続されう。

【 0 0 1 1 】

さらに他の実施形態では、流体レギュレータは、ハウジングと、このハウジング内に配置されたダイアフラムとを備えている。また、この流体レギュレータは、ハウジング内に設けられる弁をさらに備えう。弁は、弁座と、弁体と、弁棒とを備えう。弁棒は、弁座の方向に向かう弁体の移動を制限するように構成されるストッパを有しう。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 1 2 】

図1は、公知の直動式流体用減圧レギュレータ100を示す断面図である。図1に示されている直動式流体用減圧レギュレータ100は、たとえば、天然ガスの流量および/または圧力の制御に用いられう。図1に示されているように、流体レギュレータ100は、比較的高圧力のプロセス流体が存在するプロセス流体流入口102と、流体レギュレータ100が低い調整圧力でプロセス流体を供給する流体流出口104とを備えている。流体レギュレータ100は、それぞれ対応するフランジ部110、112で結合される上側ハウジング部106および下側ハウジング部108を備えている。

【 0 0 1 3 】

ダイアフラム114は、フランジ部110とフランジ部112との間に挟まれている。ダイアフラム114は、出力圧力制御キャビティまたは出力圧力制御チェンバ116を形成しており、この出力圧力制御キャビティまたは出力圧力制御チェンバ116は、流体レ

ギューレータ１００を囲む周囲環境（たとえば、大気圧）に対してシーリングされているとともに、正常状態では、上側キャピティまたは上側チェンバ１１８に対してシーリングされている。ダイアフラム１１４にあっては、図１に示されているような環状ロール部１２０を備えることにより、ダイアフラム１１４全体にわたる圧力変化に応答してダイアフラム１１４が実質的に線形に移動することを可能としている。

【００１４】

流体レギュレータ１００は、弁座１２４を有する弁組立体を備えており、この弁座１２４には、流体流入口１０２を流体流出口１０４に連通させる流路１２６が貫通している。また、弁組立体１２２は、弁棒１３０に接続されている弁体１２８をさらに備えている。弁ガイド１３２は、弁棒１３０および弁体１２８が弁棒１３０の長手方向の軸に沿ってスライドするときに、弁体１２８のシール面１３３が弁座１２４と実質的に同一面上に維持されるように弁棒１３０を保持する。

10

【００１５】

レバー１３４は、支点１３６により、下側ハウジング部１０８に固定されている。図示され、以下でさらに詳細に記載されるように、レバー１３４の第一の端部１３８は、弁棒１３０に結合され、レバー１３４の第二の端部１４０は、ダイアフラム１１４に結合されている。また、レバー１３４は、弁棒１３０の端部１４４と接触するストッパ１４２をさらに備えている。以下でさらに詳細に記載されるように、ストッパ１４２は、支点１３６を中心とするレバー１３４の反時計回りの回転、すなわち弁座１２４の方向に向かう弁棒１３０および弁体１２８の移動を制限する。

20

【００１６】

動作において、パネ１４６は、ダイアフラム１１４を下側ハウジング部１０８の方向に向かって付勢することにより、レバー１３４の第二の端部１４０を力で下方に押し、レバー１３４の支点１３６を中心にして時計回りに回転させるようになっている。レバー１３４を支点１３６を中心にして時計回りに回転させることにより、レバー１３４の第一の端部１３８が弁座１２４から離れるように移動し、よって、弁棒１３０および弁体１２８が弁座１２４から離脱する。これに加えて、ストッパ１４２は、弁棒１３０の端部１４４と接触状態におかれていない。弁体１２８が弁座１２４から分けられるとまたは離隔すると、流路１２６は、流体流入口１０２を出力圧力制御チェンバ１１６および流体流出口１０４に連通させる。このように、弁組立体１２２は、ノーマルオープン状態になるように構成されている。

30

【００１７】

加圧流体が流入口１０２から入り、流路１２６を通過して、出力圧力制御チェンバ１１６内に移動すると、出力圧力制御チェンバ１１６内および流出口１０４の圧力が上昇する。出力圧力制御チェンバ１１６内の圧力が上昇すると、ダイアフラム１１４は、パネ１４６に対抗して力により上方に移動され、レバー１３４の第二の端部１４０が上側ハウジング部１０６の方向に向かって引っ張られる。このようなレバー１３４の第二の端部１４０の上方への移動により、レバー１３４が、支点１３６を中心として反時計回りに回転し、レバー１３４の第一の端部１３８を、弁棒１３０の長手方向の軸に沿って弁座１２４の方向に移動させる。このように、レバー１３４の第一の端部１３８は、弁体１２８を弁座１２４の方向に向かって力により押すことにより、弁組立体１２２の流体流量の絞りを増すようになっている。弁組立体１２２は、弁体１２８と弁座１２４との間のギャップまたは分離の比較的小さな変化に対して流体流量を比較的大きく変化させるように構成されている。この結果、出力圧力制御チェンバ１１６の圧力は、（所与の出力制御圧力に対して）平衡ポイントに達しやすい。この平衡ポイントでは、それに対応する出力圧力制御チェンバ１１６内の固定ポイントまたは固定位置へレバー１３４の第二の端部１４０を移動させるために、ダイアフラム１１４がパネ１４６に対抗して移動させられる。

40

【００１８】

出力圧力制御チェンバ１１６内の過剰圧力（たとえば、超過気圧状態）により弁体１２８のシール面１３３に対する損傷（たとえば、へこみまたは他の歪み）を防止するために

50

、ストッパ 1 4 2 は、弁棒 1 3 0 の端部 1 4 4 と接触して支点 1 3 6 を中心とするレバー 1 3 4 の反時計回りの回転を制限するように構成されている。このように回転を制限することにより、弁棒 1 3 0 の長手方向の軸に沿った弁棒 1 3 0 および弁体 1 2 8 の移動が制限され、弁体 1 2 8 が弁座 1 2 4 に対して移動させられうる力の量が制限される。また、ストッパ 1 4 2 は、チェンバ 1 1 6 内の出力圧力が所定の最大限界値を超えた場合に安全弁 1 5 0 が機能することを可能としている。

【 0 0 1 9 】

図 1 に示されているように、制御ポイント（すなわち、弁体 1 2 8 が弁座 1 2 4 の直ぐ近くにある平衡ポイント）において、レバー 1 3 4 の第一の端部 1 3 8 により弁棒 1 3 0 に対して加えられる力は、弁棒 1 3 0 の長手方向の軸に対して略平行（同軸）である。換言すれば、レバー 1 3 4 の第一の端部 1 3 8 は、弁棒 1 3 0 の長手方向の軸に対して直角な方向には全く力を加えていない（すなわち、ガイド 1 3 2 に対抗して弁棒 1 3 0 の側面方向に荷重をかけていない）。この結果、弁棒 1 3 0 および弁体 1 2 8 は、弁棒 1 3 0 とガイド 1 3 2 との間にほんの僅かな摩擦しか存在しないため弁棒 1 3 0 の長手方向の軸に沿った移動が比較的自由になっている。この長手方向に沿った移動が自由であることが、レバー 1 3 4 の第一の端部 1 3 8 と弁棒 1 3 0 との間の係合に存在しうる僅かな弛みまたはガタにより、悪い方向に導かれる。動作においては、弁棒 1 3 0 の長手方向の軸に沿った移動が自由であるため、流体レギュレータ 1 0 0 の前後において大きな圧力降下が必要とされるような用途（たとえば、LP ガス制御用途）では、弁棒 1 3 0 および弁体 1 2 8 の振動（したがって、出力圧力の振動）が制御ポイントにおいて引き起こされる場合がある。この振動により、出力圧力制御が劣悪なものとなり、弁体 1 2 8 および弁座 1 2 4 などの如きレギュレータのコンポーネントが早期に摩耗および / または故障してしまいうる。

10

20

30

40

【 0 0 2 0 】

図 1 に示されている流体レギュレータ 1 0 0 のさらなる問題は、ストッパ 1 4 2 がレバー 1 3 4 と一体化されていることである。残念なことには、（下側ハウジング部 1 0 8 に取り付けられている）支点 1 3 6 の位置、レバー 1 3 4 の寸法および弁棒 1 3 0 に関する許容誤差は加算（stack up）されうる。この許容誤差が加算されることにより、ストッパ 1 4 2 が弁棒 1 3 0 の端部 1 4 4 に接触したときに弁体 1 2 8 を弁座 1 2 4 に対して移動させる力の量に、比較的広範囲の変動がもたらされうる。

【 0 0 2 1 】

また、許容誤差が加算されることにより、安全弁 1 5 0 の性能（たとえば、リリース圧力）に害を及ぼしうる。具体的にいえば、ダイアフラム 1 1 4 の上方への移動がストッパ 1 4 2 により制限されるポイントが変わるにつれて、パネ 1 4 6 により安全弁 1 5 0 に対して負荷されている事前荷重力も変わる。たとえば、ダイアフラム 1 1 4 の上方への移動が上側ハウジング部 1 0 6 により近いところで停止されるように許容誤差が加算される場合、パネ 1 4 6 によりダイアフラム 1 1 4 に対して、すなわち安全弁 1 5 0 に対して負荷される事前荷重力（pre-load force）は大きくなる。その結果、安全弁 1 5 0 が開く圧力が大きくなる。もちろん、ダイアフラム 1 1 4 の上方への移動が上側ハウジング部 1 0 6 から離れたところで停止されようように許容誤差が加算される場合、上記の安全弁が開く圧力は小さくなる。

【 0 0 2 2 】

図 2 は、直動式流体用減圧レギュレータ 2 0 0 の一例を示す断面図である。一般的に、流体レギュレータ 2 0 0 は、デザインおよび動作において、図 1 に示されている流体レギュレータ 1 0 0 と同等である。しかしながら、以下に、流体レギュレータ 2 0 0 と公知の流体レギュレータ 1 0 0 との間の複数の差異を詳細に記載する。

【 0 0 2 3 】

レギュレータ 2 0 0 は、弁組立体 2 0 2 を備えており、この弁組立体 2 0 2 は、弁座 2 0 4 と、弁体 2 0 6 と、この弁体 2 0 6 に接続されている弁棒 2 0 8 と、弁体 2 0 6 のシール面 2 1 2 が弁座 2 0 4 のシール面 2 1 4 と実質的に同一面上にあるように弁棒 2 0 8

50

を保持する弁ガイド 210 とを備えている。レバー 216 は、支点 220 により、レギュレータ 200 の下側ハウジング部 218 に固定されている。レバー 216 は、弁棒 208 に結合されている第一の端部 222 と、ダイヤフラム 226 に結合されている第二の端部 224 とを備えている。

【0024】

図 1 に示されている公知のレギュレータ 100 とは異なり、弁棒 208 はストッパ 228 を備えている。このストッパ 228 は、弁棒 208 上に一体的に形成されてもよいし、または、弁棒 208 に適切に固定される別個のコンポーネントであってもよい。いずれの場合であっても、ストッパ 228 により、弁体 206 のシール面 212 の損傷（たとえば、へこみ、切削など）を防止するため、弁棒 208 の、すなわち弁体 206 の弁座 204 の方向へ向かう線形移動（すなわち、弁ガイド 210 内の長手方向の軸に沿った弁棒 208 の移動）が制限される。ストッパ 228 を弁棒 228 に固定することにより、許容誤差の加算が著しく減少され、結果として、停止ポイントにおいてシール面 212 に対して負荷される力がより正確に制御されうる。これに加えて、停止ポイントの制御が向上されることにより、レギュレータ 200 の圧力低下させる性能が向上する。

【0025】

図 3 は、他の公知の流体レギュレータ 300 を示す部分断面図である。この流体レギュレータ 300 は、LP ガスシステム内で頻繁に用いられる減圧レギュレータの典型的な一例である。図 3 に示されているように、レギュレータ 300 は、レバー 306 を介してダイヤフラム 304 に作用可能に結合されている弁組立体 302 を備えている。弁組立体 302 は、弁座 308 と弁体 310 とを備えている。弁体 310 は、弁棒 312 に固定されており、弁棒 312 は、弁ガイド 314 により支持されている。レバー 306 は、ピンまたはポスト 316 を介して弁棒 312 と結合され、支点 318 を中心にして回転し、弁棒 312 および弁体 310 を、弁棒 312 および弁ガイド 314 の長手方向の軸に沿って弁座 308 に向かう方向にまたは弁座 308 から離れる方向に移動させる。

【0026】

図 3 に示されているようにレバー 306 およびピン 316 が公知のように構成されている場合、レバー 306 によりピン 316、すなわち弁棒 312 に対して負荷される力は、参照番号 320 の矢印により表されるように弁棒 312 の長手方向の軸に対して略平行（たとえば、同軸）である。この結果、弁棒 312 には弁ガイド 314 に対する側面方向の荷重がかけられないので、弁棒 312 と弁ガイド 314 との間の摩擦が最小限に抑えられる。摩擦が最小限に抑えられる結果として、たとえばピン 316 とレバー 306 との間の係合にガタまたは弛みが存在すると、とくにレギュレータ 300 が大きな圧力降下を制御している場合には、制御ポイントにおいて弁棒 312 および弁体 310（ならびに出力制御圧力）が振動することが可能となりうる。

【0027】

図 4 は、図 2 および図 3 に示されているレギュレータ 200、300 などの如き圧力レギュレータ内で用いられうるレバー構造 400 の一例を示す部分断面図である。図 4 に示されているように、レバー 402 は、支点 406 により、レギュレータハウジング 404 に結合されている。弁組立体 408 は、弁座 410 と、弁体 411 と、弁棒 412 とを備えている。この弁棒 412 は、レバー 402 の凹部 416 内に配置される凸部 414 を備えている。この凸部 414 は、凹部 416 を介してレバー 402 との係合を維持するための円柱状のピンであってもよいしその他の適切な形状であってもよい。

【0028】

図 4 に示されているように、凹部 416 は、レバー 402 により凸部 414 に対して加えられる合力が弁棒 412 の長手方向の軸に対して平行または同軸にならないような形状になっている。このような合力ベクトルの一例が参照番号 420 で示されている。図 4 に示されている凹部 416 の形状は、凸部 414 と接触する凹部 416 の壁が弁棒 412 の長手方向の軸に対して直角にならないような角度に形成されている。この結果、凹部 416 の壁と凸部との間の接触ポイントが、参照番号 420 で示された合力ベクトルを表す矢

10

20

30

40

50

印の先端部に位置する。このようにして、レバー 4 0 2 は、弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して直角なかつ相当量の力（すなわち、合力 4 2 0 のうちの弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して直角な成分）を弁棒 4 1 2 上に印加する。

【 0 0 2 9 】

弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して直角に加えられる力は、弁ガイド 4 1 8 に対抗して側面方向の荷重をかけることにより、弁棒 4 1 2 と弁ガイド 4 1 8 との間の摩擦力を上昇させる。この摩擦力の上昇は、制御ポイントにおける弁棒 4 1 2 および弁体 4 1 1 の振動を実質的に最小化または削除するように機能し、圧力降下が大きな場合であっても非常に安定なレギュレータを提供する。

【 0 0 3 0 】

もちろん、図 4 に示されている凹部 4 1 6 は、レバー 4 0 2 が弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して同軸でもなければ平行でもない力を弁棒 4 1 2 に対して加えることを可能とするために用いられうる凹状の幾何学形状の一例にすぎない。一般的に、弁ガイド 4 1 8 と弁棒 4 1 2 との間に十分な摩擦力を発生させるために用いられうる弁棒 4 1 2 の長手方向の軸に対して直角な成分を有する合力を弁棒 4 1 2 上加えるならば、レバー 4 0 2 と凸部 4 1 4 との間にいかなる機械的な係合を用いてもよい。

【 0 0 3 1 】

さらに、図 2 に示されているストッパ 2 2 8 と同等または同一のストッパ 4 2 2 が備えられてもよい。ストッパ 2 2 8 の場合と同様、ストッパ 4 2 2 によって、弁座 4 1 0 および弁体 4 1 1 の損傷および / または過度の摩耗を防止するために弁棒 4 1 2 および弁体 4 1 1 の線形移動が制限される。

【 0 0 3 2 】

図 5 は、たとえば図 1 に示されているレギュレータ 1 0 0 のフランジ部 1 1 0、1 1 2 の如き圧力レギュレータのフランジを実現するために通常用いられる、公知のレギュレータ本体のフランジ構造 5 0 0 を示す平面図である。図 5 に示されているように、フランジ構造 5 0 0 は、第一の半径を有する内側面 5 0 2 と、第一の半径よりも大きな第二の半径を有する外側面 5 0 4 とを備えている。したがって、フランジ構造 5 0 0 は、均一な幅（すなわち、第二の半径と第一の半径との間の差）のリングを形成している。また、フランジ構造 5 0 0 は、均一に円周方向に離隔された複数の開口部（そのうちの 하나가 5 0 6 例示されている）をさらに備えている。換言すれば、これらの開口部の各々の間の円周方向の距離（*circumferential distance*）または半径角（*radial angle*）が実質的に等しい。これらの開口部は、たとえばボルト、セルフタッピングネジ、またはその他の適切な締結部材を受け入れるように構成されている。

【 0 0 3 3 】

図 5 に示されている公知のフランジ構造 5 0 0 を用いた合わせフランジは、安価な平行ガスケットを用いて通常シーリングされている。残念なことには、図 5 に示されているフランジ構造 5 0 0 の均一な締結部材間隔では、レギュレータ装着用のエンベロープが比較的大きくなる。

【 0 0 3 4 】

図 6 は、圧力レギュレータの装着用エンベロープを小さくするために通常用いられる、他の公知のレギュレータのフランジ構造を示す平面図である。図 6 に示されているように、このフランジ構造 6 0 0 は、4 つの耳部または凸部 6 0 2、6 0 4、6 0 6、6 0 8 を備えている。これらの耳部 6 0 2 ~ 6 0 8 の各々は、それに対応する開口部 6 1 0、6 1 2、6 1 4、6 1 6 を有しており、これらの開口部は、たとえばセルフタッピングボルトまたはセルフタッピングネジの如き締結部材を受け入れるように構成されている。開口部 6 1 0 と開口部 6 1 2 との間の距離および開口部 6 1 4 と開口部 6 1 6 との間の距離は、開口部 6 1 0 と開口部 6 1 6 との間の距離および開口部 6 1 2 と開口部 6 1 4 との間の距離に等しい。

【 0 0 3 5 】

図 6 の公知のフランジ構造 6 0 0 はレギュレータ搭載用のエンベロープを減少させるた

10

20

30

40

50

めに用いられるが、フランジ構造 600 により用いられる締結部材が比較的少なくこれらの締結部材間の間隔が比較的大きいので、フランジの反りが大きくなる。この比較的大きなフランジの反れを補償して圧力の漏洩を防止するために、フランジ構造 600 は、ダイアフラムビード用溝 (diaphragm bead groove) またはダイアフラムビード用チャンネル (diaphragm bead channel) を備えることで、ビード付きダイアフラム (beaded diaphragm) を使用することを可能としていることが多い。

【0036】

図 7 は、図 6 のフランジ構造 600 に基づく相互に対向するフランジ 704、706 をシーリングするためにビード付きダイアフラム 702 を用いる方法を示す部分断面図である。図 7 に示されているように、ビード付きダイアフラム 702 は、フランジ 704 のビード用溝またはビード用チャンネル 710 の中に配置されるビード部 708 を有している。ビード部 708 に付随する追加材料がフランジ 704、706 により変位させられることで、ダイアフラムのビード部 708 により提供されているビード用チャンネル 710 に対するシーリングを妥協させることなく、フランジ 704、706 を曲げる（たとえば、分離させる）ことが可能となっている。

【0037】

残念なことには、ビード付きダイアフラムは、不良率が高くかつプロセスステップが高価であるため、製造費が高い。これに加えて、フランジ内にビード用溝またはビード用チャンネル（たとえば、図 6 および図 7 にそれぞれ対応して示されているビード用チャンネル 620、710）を形成するために必要なツーリング (tooling) のために、工具の維持費用が比較的高価なものとなる。具体的にいえば、ツーリングのうちのビード用溝またはビード用チャンネルを形成する堅い半径領域は、熱ストレスに起因する亀裂を受けやすい。

【0038】

図 8 は、たとえば図 2 に示されている流体レギュレータ 200 の一例の如き流体レギュレータに用いられうるフランジ構造 800 の一例を示す平面図である。フランジ構造 800 は、当該フランジ構造 800 の内側部 804 を画定する第一の半径 802 と、この第一の半径 802 よりも大きくかつ装着用エンベロープ 808 を画定する第二の半径 806 とを有している。フランジ構造 800 は、複数の円周方向に離隔されている耳形状の凸部または耳 810、812、814、816 を備えている。これらの耳 810 ~ 816 は、第二の半径 806 よりも大きい第三の半径 826 を画定する外側部 818、820、822、824 をそれぞれ対応有している。

【0039】

耳 810 ~ 816 は、それぞれ対応する開口部の対 828 と 830、832 と 834、836 と 838、840 と 842 を備えている。これらの開口部 828 ~ 842 は、たとえばボルト、セルフタッピングネジなどの如き締結部材を受け入れるように構成されている。図 8 の例に示されているように、開口部 828 と開口部 830 との間の円周方向の間隔は、開口部 832 と開口部 834 との間、開口部 836 と開口部 838 との間、および、開口部 840 と開口部 842 との間の円周方向の間隔と実質的に同一である。これに加えて、開口部の対（たとえば、828 と 830）の間隔は、たとえば開口部 830 と 832 との間の円周方向の間隔よりも小さくなっている。図 5 の公知のフランジ構造 500 とは異なり、フランジ構造 800 の一例では、強度を得るために同一の数の締結部材が用いられているものの、装着用のエンベロープが実質的に小さくなっている。これに加えて、図 6 の公知のフランジ構造 600 とは異なり、図 8 のフランジ構造 800 の一例では、ビード付きダイアフラムの使用を必要とすることなく装着用のエンベロープが小さくなっている。その上、図 8 のフランジ構造 800 の一例には、図 6 に示されている設計の如く公知の 4 ボルトフランジ設計と比較して締結部材間の最大間隔が小さくなっていることでフランジの曲がりを減少させているために比較的安価な平行ガスケットが用いられうる。

【0040】

本明細書には流体レギュレータの複数の有利な特徴が記載されている。具体的にいえば、レギュレータの弁棒と一体的に形成されるストッパが開示されている。この一体的に形成されるストッパにより、許容誤差の加算による影響が小さくなり、弁体を弁座に対して移動させる程度をさらに正確に制御することが可能となる。以上のように改良された、弁棒および弁体を弁座に対して移動させる制御は、とくに過剰の圧力の結果としてレギュレータ弁組立体のシール面に対して加えられうる摩耗および／または損傷を著しく減少させるために用いられうる。これに加えて、弁棒および弁体の移動の制御の改良により、レギュレータ安全弁の動作に対するより正確な制御をさらに提供しうる。

【0041】

弁ガイドに対して弁棒に側面方向の荷重を負荷することにより弁棒と弁ガイドとの間の摩擦を上昇させるようになっているレバー構造が開示されている。詳細にいえば、レバーが弁棒を移動させるのに用いる合力を制御することで弁棒の長手方向の軸に対する直角方向のかつ大きな力成分を得ることにより、弁棒には、弁ガイド内において側面方向の荷重が加えられうる。この側面方向の荷重により、とくにレギュレータにより比較的大きな圧力降下が制御されている場合には、弁棒と弁ガイドとの間の摩擦が制御され、制御ポイントにおける弁棒および弁体の振動が著しく減少させられるかまたは排除される。

【0042】

また、装着用のエンベロープが小さくかつ（ビード付きのダイアフラムとは対照的に）比較的安価な平形ガasketが用いられうるようになっているフランジ構造が開示されている。この開示されるフランジ構造では、装着用のエンベロープが小さい公知のフランジ設計の場合においてしばしば直面するフランジ曲げ問題を排除する目的で、フランジの耳または凸部の各々に対して複数の締結部材が使用されている。

【0043】

本明細書に開示されている弁棒ストッパ、レバー構造およびフランジ構造の特徴は、いずれであっても、ある目的を達成するためにまたはある用途を充足するために、個別に用いられてもよいしまたは任意の所望の組み合わせで用いられてもよい。たとえば、天然ガス用途およびLPガス用途の両方において用いるのに適切なレギュレータ製品を提供するために、三つの特徴すべてを単一のデバイス中に組み入れてもよい。具体的にいえば、装着エンベロープが小さいフランジ構造および側面方向の荷重が負荷される弁棒の特徴は、LPガス用途においてスペースの制約を受けることおよび（出力圧力振動を引き起こす傾向のある）高い圧力降下に遭遇することが多いため、このようなLPガス用途においてとくに有利である。また、このような特徴を備えるレギュレータは、さらに、天然ガス用途を満足させるために必要となる制御精度の要件を充足するように作成されうる。詳細にいえば、開示されているフランジ構造によって、比較的大きなダイアフラムを用いることが可能となるため、比較的小さなてこ比を用いることが可能となる。先に述べたように、てこ比が小さければ、比例帯ゲイン、すなわち出力圧力の制御精度が向上する。

【0044】

本明細書において幾つかの装置が記載されているが、本発明が網羅する範囲は、それらの装置に限定されるわけではない。それどころか、本特許は、文字通りまたは均等論に従って添付のクレームの範疇に公正に該当する実施形態をすべてを網羅するものである。

【図面の簡単な説明】

【0045】

【図1】公知の直動式流体用減圧レギュレータを示す断面図である。

【図2】弁棒と一体に形成されるストッパを用いる直動式流体用減圧レギュレータの一例を示す断面図である。

【図3】他の公知の直動式流体用減圧レギュレータを示す部分断面図である。

【図4】弁棒に側面方向の荷重をかけるレバー構造を用いた流体レギュレータの一例を示す部分断面図である。

【図5】公知の流体レギュレータのフランジ構造を示す平面図である。

【図6】他の公知の流体レギュレータのフランジ構造を示す平面図である。

10

20

30

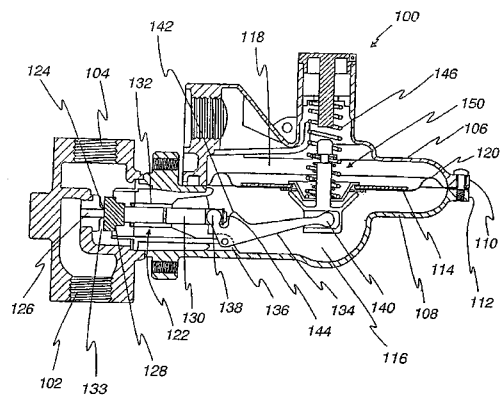
40

50

【図 7】ビード付きダイヤフラムが図 6 に示された流体レギュレータのフランジ構造と用いられる方法を示すさらに詳細な断面図である。

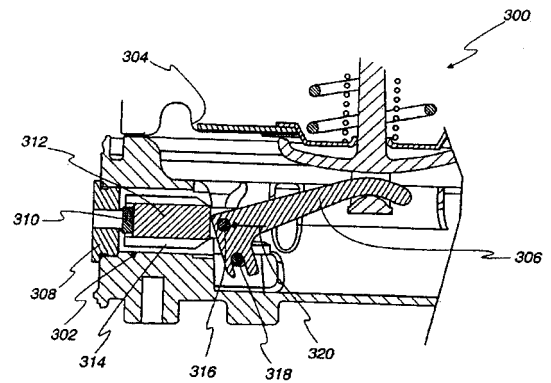
【図 8】取り付けエンベロープを削減しかつ平坦ガスケットとともに用いられうる流体レギュレータのフランジ構造の一例である。

【図 1】



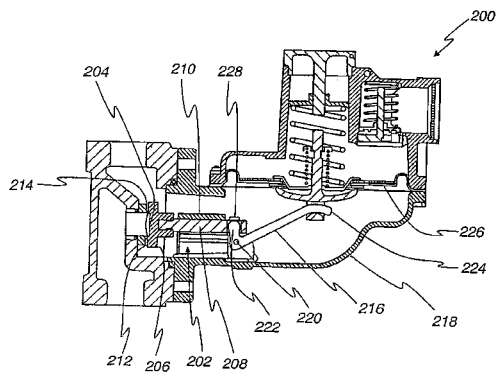
(従来技術)

【図 3】

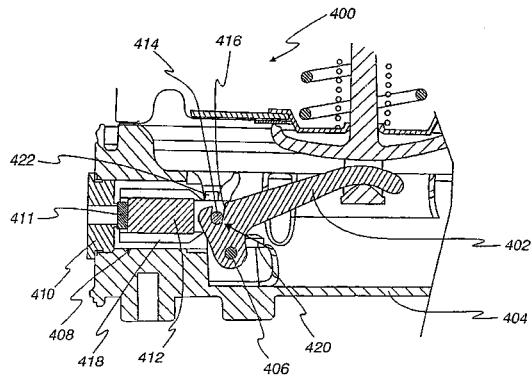


(従来技術)

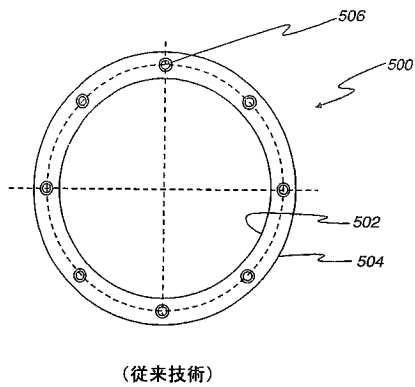
【図 2】



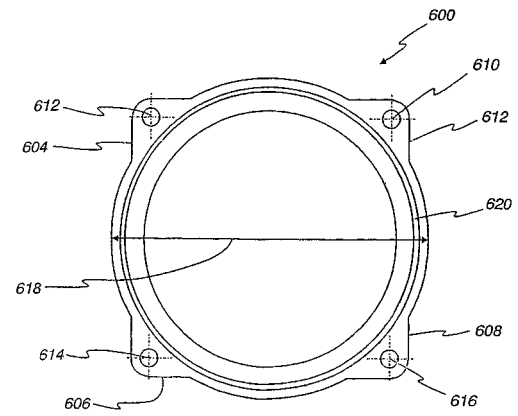
【図 4】



【図 5】

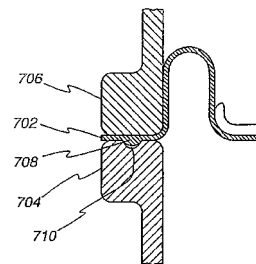


【図 6】



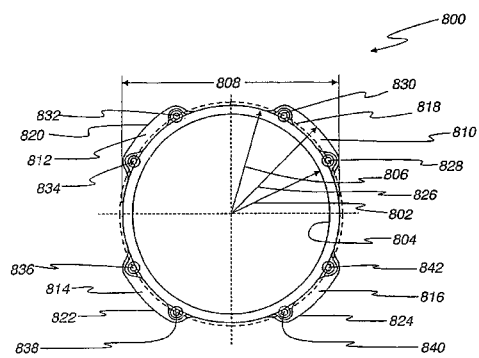
(従来技術)

【図 7】



(従来技術)

【図 8】



フロントページの続き

- (72)発明者 ウルムス, デビッド イー.
アメリカ合衆国 75035 テキサス フリスコ アッシュマウント ドライブ 9910
- (72)発明者 アッカーマン, ネイル アーサー
アメリカ合衆国 75070 テキサス マッキニー アプト 165 ノース ブルック ドラ
イブ 2700
- (72)発明者 リン, チャン
アメリカ合衆国 75050 テキサス マッキニー バンデラ ストリート 623
- (72)発明者 マッキニー, ハロルド ジョー
アメリカ合衆国 74701 オクラホマ デュラン ロードランナー ドライブ 5433
- (72)発明者 クイジャノ, エリック マシュー
アメリカ合衆国 78239 テキサス サン アントニオ リッジ ムーン 8755
- F ターム(参考) 3H059 AA05 BB06 BB24 BB37 CA13 CC02 CD05 CD14 CE05 EE01
3H063 AA01 BB37 BB43 DB46 EE11 FF06
5H316 AA02 BB07 DD01 DD07 DD13 EE03 EE09 EE18