

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6917291号
(P6917291)

(45) 発行日 令和3年8月11日(2021.8.11)

(24) 登録日 令和3年7月21日(2021.7.21)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 J 15/44 (2006.01) F 1 6 J 15/44 Z
F 0 4 D 29/16 (2006.01) F 0 4 D 29/16

請求項の数 10 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2017-240739 (P2017-240739)	(73) 特許権者	000000239
(22) 出願日	平成29年12月15日(2017.12.15)		株式会社荏原製作所
(65) 公開番号	特開2019-108907 (P2019-108907A)		東京都大田区羽田旭町11番1号
(43) 公開日	令和1年7月4日(2019.7.4)	(74) 代理人	100106208
審査請求日	令和2年4月17日(2020.4.17)		弁理士 官前 徹
		(74) 代理人	100140109
			弁理士 小野 新次郎
		(74) 代理人	100146710
			弁理士 鐘ヶ江 幸男
		(74) 代理人	100186613
			弁理士 渡邊 誠
		(72) 発明者	中村 陽一
			東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社荏原製作所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 非接触環状シール、遠心ポンプ、インペラリング、及びケーシングリング

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転機械の回転体と、前記回転体と半径方向に隙間を有して対向する静止部材とを備え、前記隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールであって、

前記回転体及び前記静止部材は、互いに対向する平滑な対向面を有し、

前記回転体及び前記静止部材の少なくとも一つは、前記軸方向に平行な断面において前記対向面に対して鋭角に傾斜するように構成された傾斜面を、前記高圧側の端面に有し、

前記隙間の前記高圧側の入り口は、前記回転機械のポンプ機能による流れ方向とは異なる方向に向けた流れが流入し、

前記回転体と該静止部材の該隙間を形成する平行線の長さLと、該回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす鋭角により形成される尖縁部高さhとの比 h/L が 0.2 以上 0.5 以下である、非接触環状シール。

【請求項2】

回転機械の回転体と静止部材が、互いに半径方向に隙間を有して向かい合う部分で、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールにおいて、

前記隙間で向かい合う回転体と静止部材の各々の面が、平行に滑らかに向かい合っているとともに、

前記軸方向に平行な断面において、前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間の断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角が鋭角な形状であり、

前記隙間の高圧側入り口は、前記回転機械のポンプ機能による流れ方向とは異なる方向に向けた流れが流入し、

前記回転体と該静止部材の該隙間を形成する平行線の長さLと、該回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす鋭角により形成される尖縁部高さhとの比 h/L が 0.2 以上 0.5 以下であることを特徴とする非接触環状シール。

【請求項3】

前記回転体と前記静止部材の前記隙間で向かい合う各々の面が、前記隙間の高圧側端部から低圧側端部まで平行に滑らかに向かい合っていることを特徴とする請求項2に記載の非接触環状シール。

【請求項4】

前記隙間の高圧側と低圧側の圧力差は 1 kgf/cm^2 以上であることを特徴とする請求項2または3に記載の非接触環状シール。

【請求項5】

前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角は 15 度から 60 度であることを特徴とする請求項2から4のいずれか一項に記載の非接触環状シール。

【請求項6】

回転体と、前記回転体と半径方向に隙間を有して対向する静止部材とを備え、前記隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールを備えた遠心ポンプにおいて、

前記回転体及び前記静止部材は、互いに対向する平滑な対向面を有し、

前記回転体及び前記静止部材の少なくとも一つは、前記軸方向に平行な断面において前記対向面に対して鋭角に傾斜するように構成された傾斜面を、前記高圧側の端面に有する、遠心ポンプ。

【請求項7】

回転機械の回転体と静止部材が、互いに半径方向に隙間を有して向かい合う部分で、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールを備えた遠心ポンプにおいて、

前記非接触環状シールは、前記隙間で向かい合う回転体と静止部材の各々の面が、平行に滑らかに向かい合っているとともに、

前記軸方向に平行な断面において、前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間の断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角が鋭角な形状であることを特徴とする遠心ポンプ。

【請求項8】

遠心ポンプの羽根車とケーシングが、互いに半径方向に隙間をもって向かい合う部分の羽根車外周に備えられ、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールのインペラリングにおいて、

前記インペラリングの外周面は円筒状であり、

前記インペラリングの軸方向断面において、前記インペラリングの外周面を形成する平行線と、前記インペラリングの軸方向の少なくとも一端におけるなす角が鋭角な形状であることを特徴とするインペラリング。

【請求項9】

遠心ポンプの羽根車とケーシングが、互いに半径方向に隙間をもって向かい合う部分のケーシング内周に備えられ、前記隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールのケーシングリングにおいて、

10

20

30

40

50

前記ケーシングリング内周面が円筒状であり、

前記ケーシングリングの軸方向断面において、前記ケーシングリングの内周面を形成する平行線と、前記ケーシングリングの軸方向の少なくとも一端におけるなす角が鋭角な形状であることを特徴とするケーシングリング。

【請求項 10】

回転機械の回転体と静止部材が、互いに半径方向に隙間を有して向かい合う部分で、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールにおいて、

前記隙間で向かい合う回転体と静止部材の各々の面が、平行に滑らかに向かい合っているととも、

前記軸方向に平行な断面において、前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間の断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角が鋭角な形状であり、

前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線の長さ L と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす鋭角により形成される尖縁部高さ h との比 h/L が 0.2 以上 0.5 以下である、非接触環状シール。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は非圧縮性流体を移送するための遠心ポンプに関し、特に、遠心ポンプの羽根車とケーシング間に用いられる非接触環状シールに関する。

【背景技術】

【0002】

圧縮性流体（例えば、水）を移送するためのポンプとして、遠心ポンプが知られている。遠心ポンプは、羽根車の半径方向外側にディフューザが設けられたディフューザポンプと、羽根車の半径方向外側にポリュート室が設けられた渦巻ポンプとに大別される。渦巻ポンプでは、羽根車から吐出された液体が直接ポリュート室に流入し、ディフューザポンプでは、羽根車から吐出された液体はディフューザを通過し、液体の速度エネルギーが圧力エネルギーに変換される。

【0003】

図1は、遠心ポンプの液体の流入部及び吐出部を示す概略断面図である。図1に示されるように、遠心ポンプにおいて羽根車101から吐出された液体は、羽根車101の液体入口101aにおける液体の圧力 P_L よりも高い圧力 P_h を有する。羽根車101から吐出された液体の多くは、加圧された液体を必要とする送水先に送られる。すなわち、液体は、ケーシング103を貫通する吐出流路106を通じてポンプ外の需要者などに向けて送水され、これにより、ポンプ本来の機能が達成される。

【0004】

ところで、羽根車101を収容するケーシング103と、羽根車101との間には、回転する羽根車101がケーシング103と接触しないように、隙間が設けられている。その隙間の吸込側の圧力は圧力 P_L であり、隙間の吐出側の圧力は圧力 P_h である。したがって、隙間の吸込側と吐出側には圧力差が存在する。このため、羽根車101から吐出された液体の一部は、送水先に送られずに、羽根車101とケーシング103との間の隙間を通過して、羽根車101の吸込側に流入する流れ（図1に示す一点鎖線矢印参照）となる。すなわち、羽根車101から吐出された液体の一部は、再び羽根車101の吸込側に戻される。

【0005】

このような吐出側から吸込側への流れは、ポンプ効率を低下させる。この流れを低減するため、ロータ（羽根車）とステータ（ケーシング）の間の隙間には、非接触環状シールが設けられる。一般に、非接触環状シールの形態がどのようなものであっても、

10

20

30

40

50

ロータとステータの間隙を小さくするほど漏洩量を低減することができる。しかしながら、ロータには軸を中心とした振れ回りがあるので、隙間を狭めるほど、羽根車の回転時に羽根車とケーシングが接触しやすくなる。その結果、羽根車又はケーシングの破損、両者の摺動摩擦による動力ロス、又は異音振動の発生等の、安定的なポンプの運転には好ましくない状態が発生する恐れがある。したがって、隙間を小さくすることには限界がある。

【0006】

羽根車とケーシングが接触しても破損または摩耗が発生し難いように、羽根車101側の接触面には、インペラリング105a(ウェアリング)が設けられ、ケーシング103側の接触面には、ケーシングリング105b(ライナーリング)が設けられる。具体的には、インペラリング105aは、羽根車101のシュラウド116の吸込側端部に固定される。また、ケーシングリング105bは、ケーシング103の壁面に固定される。インペラリング105a及びケーシングリング105bにより、ウェアリング部105が形成される。なお、インペラリング105a及びケーシングリング105bは、ともに環状であり、破損しにくい材料で形成される。

10

【0007】

このように、インペラリング105aの外周面とケーシングリング105bの内周面とを、僅かな隙間を設けて対向させてウェアリング部105を形成することで、このウェアリング部105を、漏れ流れを制限する非接触環状シールとして機能させることができる。また、このウェアリング部105によれば、インペラリング105aとケーシングリング105bが接触して破損又は摩耗が発生したとしても、それら2つのリングを交換するだけでポンプを修理することができる。

20

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

非接触環状シールは、その形態に基づいて2種類に大きく分類される。非接触環状シールの第一の形態は、流路面、すなわち隙間を有して向かい合うインペラリングの外周面とケーシングリングの内周面とが、平行に滑らかに向かい合っている状態の平行環状シールである。即ち、平行環状シールの互いに対向する面は平滑面である。非接触環状シールの第二の形態は、流路面の各々またはどちらか一方の面に溝や穴などが形成された環状シールである。流路面の凹凸の形状により、圧力場がなだらかになる一方で、回転体の摩擦力の影響が増加する。

30

【0009】

第一の形態と第二の形態を比較すると、いずれの形態も一長一短がある。第一の形態の平行環状シールは、第二の形態に比べて加工が容易であり、振動が発生しにくい。しかしながら同一の最少隙間寸法の第二の形態の環状シールに比べて漏れ量が多いという欠点がある。溝又は穴などが形成された第二の形態の環状シールは、同一の最少隙間寸法の第一の形態の環状シールに比べて漏れ量を少なくすることができる。しかしながら、第二の形態の環状シールでは振動が生じ易く、また加工費用がかかるという欠点がある。なお、第二の形態における上記振動は、流体の性質に応じてその程度が異なる。具体的には非圧縮性流体では、他の性質の流体に比べ、振動が激しくなる傾向がある。

40

【0010】

本発明は、上述の事情に鑑みてなされたものである。その目的は、非圧縮性流体を移送するための遠心ポンプにおいて、製造コストが安価で、吐出側から吸込側への環状シールを通した漏れ流れを低減させることができ、しかも振動が発生しにくいウェアリング部を備えた遠心ポンプを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0011】

本発明の第1形態によれば、回転体と、前記回転体と半径方向に隙間を有して対向する静止部材とを備え、前記隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する

50

非接触環状シールが提供される。前記回転体及び前記静止部材は、互いに対向する平滑な対向面を有し、前記回転体及び前記静止部材の少なくとも一つは、前記軸方向に平行な断面において前記対向面に対して鋭角に傾斜するように構成された傾斜面を、前記高圧側の端面に有する。

【0012】

本発明の第2形態によれば、回転機械の回転体と静止部材が、互いに半径方向に隙間を有して向かい合う部分で、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールが提供される。この非接触環状シールは、前記隙間で向かい合う回転体と静止部材の各々の面が、平行に滑らかに向かい合っていると同時に、前記軸方向に平行な断面において、前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間の断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角が鋭角な形状である。

10

【0013】

本発明の第3形態によれば、第2形態の非接触環状シールにおいて、前記隙間の高圧側入り口は、前記回転機械のポンプ機能による流れ方向とは異なる方向に向けた流れが流入する。

【0014】

本発明の第4形態によれば、第2又は第3形態の非接触環状シールにおいて、前記回転体と前記静止部材の前記隙間で向かい合う各々の面が、前記隙間の高圧側端部から低圧側端部まで平行に滑らかに向かい合っている。

20

【0015】

本発明の第5形態によれば、第2形態から第4形態のいずれかの非接触環状シールにおいて、前記隙間の高圧側と低圧側の圧力差は 1 kg f / cm^2 以上である。

【0016】

本発明の第6形態によれば、第2形態から第5形態のいずれかの非接触環状シールにおいて、前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角は 15 度から 60 度である。

【0017】

本発明の第7形態によれば、第2形態から第6形態のいずれかの非接触環状シールにおいて、前記回転体と該静止部材の該隙間を形成する平行線の長さ L と、該回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす鋭角により形成される尖縁部高さ h との比 h / L が 0.2 以上 0.5 以下である。

30

【0018】

本発明の第8形態によれば、回転体と、前記回転体と半径方向に隙間を有して対向する静止部材とを備え、前記隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールを備えた遠心ポンプが提供される。前記回転体及び前記静止部材は、互いに対向する平滑な対向面を有し、前記回転体及び前記静止部材の少なくとも一つは、前記軸方向に平行な断面において前記対向面に対して鋭角に傾斜するように構成された傾斜面を、前記高圧側の端面に有する。

40

【0019】

本発明の第9形態によれば、回転機械の回転体と静止部材が、互いに半径方向に隙間を有して向かい合う部分で、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールを備えた遠心ポンプが提供される。前記非接触環状シールは、前記隙間で向かい合う回転体と静止部材の各々の面が、平行に滑らかに向かい合っていると同時に、前記軸方向に平行な断面において、前記回転体と前記静止部材の前記隙間を形成する平行線と、前記回転体及び前記静止部材の少なくともいずれか一方の前記隙間の断面の平行線の前記高圧側の起点とのなす角が鋭角な形状である。

【0020】

本発明の第10形態によれば、遠心ポンプの羽根車とケーシングが、互いに半径方向に

50

隙間をもって向かい合う部分の羽根車外周に備えられ、該隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールのインペラリングが提供される。前記インペラリングの外周面は円筒状であり、前記インペラリングの軸方向断面において、前記インペラリングの外周面を形成する平行線と、前記インペラリングの軸方向の少なくとも一端におけるなす角が鋭角な形状である。

【0021】

本発明の第1形態によれば、遠心ポンプの羽根車とケーシングが、互いに半径方向に隙間をもって向かい合う部分のケーシング内周に備えられ、前記隙間の高圧側から低圧側に軸方向に流れる流体の流量を低減する非接触環状シールのケーシングリングが提供される。前記ケーシングリング内周面が円筒状であり、前記ケーシングリングの軸方向断面において、前記ケーシングリングの内周面を形成する平行線と、前記ケーシングリングの軸方向の少なくとも一端におけるなす角が鋭角な形状である。

10

【発明の効果】

【0022】

非接触平行環状シールの、軸に平行な断面で切ったときに見られる隙間断面の平行線と、回転体と静止部材のいずれか一方の隙間断面の平行線の高圧側の起点とのなす角を鋭角な形状とすると、鋭角にするほどシールの隙間内の圧力損失が大きくなるので、一般的に溝等を有する非接触環状シールに比べて漏れ性能が劣る平行環状シールであっても、漏れ量を低減することが可能になった。

【図面の簡単な説明】

20

【0023】

【図1】遠心ポンプの液体の流入部及び吐出部を示す概略断面図である。

【図2A】本実施形態に係る非接触環状シールのシール性能の評価装置の全体図である。

【図2B】図2Aに示した非接触環状シールの軸方向の拡大断面図である。

【図3】圧力差が 1 Kg f / cm^2 のときの角度 s 及び角度 r に対する入口圧力損失を示すグラフである。

【図4】従来の非接触環状シールの軸方向断面を示す図である。

【図5】本実施形態に係る非接触環状シールの一例の軸方向断面を示す図である。

【図6】本実施形態に係る非接触環状シールの他の例の軸方向断面を示す図である。

【図7】比較例に係る非接触環状シールの軸方向断面を示す図である。

30

【図8】比較例に係る非接触環状シールの軸方向断面を示す図である。

【図9】比較例に係る非接触環状シールの軸方向断面を示す図である。

【図10】他の実施形態に係る非接触環状シールの静止部材の起点の拡大断面図である。

【図11A】尖縁部高さ及びシール部長さを示した非接触環状シールの概略側断面図である。

【図11B】割合 h/L に対する漏れ比を示すグラフである。

【図12A】本実施形態の非接触環状シールをインペラリングとケーシングリングに用いた遠心ポンプの概略図である。

【図12B】図12Aに示した遠心ポンプの試験装置を示す概略図である。

【発明を実施するための形態】

40

【0024】

以下に、本実施形態に係る非接触環状シールの詳細が明らかにされる。図2Aは、本実施形態に係る非接触環状シールのシール性能の評価装置の全体図である。図2Aに示すように、この評価装置10は、高圧側水槽(タンク)12と、低圧側水槽(タンク)14と、高圧側水槽12と低圧側水槽14とを区画する高低圧仕切壁16と、を有する。高低圧仕切壁16は、高圧側水槽12と低圧側水槽14とを流体連通する流路16aと、この流路16aを通過する水の流量を調整する流量調整弁16bとを有する。高圧側水槽12と低圧側水槽14の各々は、さらに、シール性能評価槽仕切壁12c, 14cを有する。シール性能評価槽仕切壁12cにより、高圧側水槽12は、高圧槽12aと、評価用高圧槽12bとに仕切られる。同様に、シール性能評価槽仕切壁14cにより、低圧側水槽14

50

は、低圧槽 1 4 a と、評価用低圧槽 1 4 b とに仕切られる。高圧槽 1 2 a と低圧槽 1 4 a は、高低圧仕切壁 1 6 に設けられた流路 1 6 a により互いに連通する。評価用高圧槽 1 2 b 及び評価用低圧槽 1 4 b は、シール性能評価槽仕切壁 1 2 c , 1 4 c により高圧槽 1 2 a 及び低圧槽 1 4 a から分離されているので、高低圧仕切壁 1 6 に設けられた流路 1 6 a の水の流れ等に影響されることなく、シール性能を評価することができる。

【 0 0 2 5 】

評価装置 1 0 は、さらに、高圧槽 1 2 a と低圧槽 1 4 a とを連通するポンプ流路 1 7 と、ポンプ流路 1 7 に設けられるポンプ 1 8 とを有する。ポンプ 1 8 は、低圧槽 1 4 a の内部の水を加圧して高圧槽 1 2 a に供給する。高圧槽 1 2 a に供給された水は、流量調整弁 1 6 b により減圧されて低圧槽 1 4 a に戻る。

10

【 0 0 2 6 】

評価用高圧槽 1 2 b と評価用低圧槽 1 4 b との間の高低圧仕切壁 1 6 には、回転軸 2 0 が通過する貫通孔 1 6 c が設けられる。回転軸 2 0 は、外部のモータ 2 1 により回転するように構成される。高低圧仕切壁 1 6 の貫通孔 1 6 c の内周には、評価対象の非接触環状シール 4 0 を構成するケーシングリング 4 1 が取り付けられる。ケーシングリング 4 1 の内周面に対向する回転軸 2 0 の外周面には、評価対象の非接触環状シール 4 0 を構成するインペラリング 4 2 が取り付けられる。

【 0 0 2 7 】

評価装置 1 0 は、さらに、高圧槽 1 2 a と評価用高圧槽 1 2 b とを連通する流路 2 3 と、この流路 2 3 に設けられる流量計 2 2 とを有する。低圧槽 1 4 a と評価用低圧槽 1 4 b とを区切るシール性能評価槽仕切壁 1 4 c は、通水孔 1 4 d を有する。評価用高圧槽 1 2 b から非接触環状シール 4 0 を通過して評価用低圧槽 1 4 b に至った水は、シール性能評価槽仕切壁 1 4 c に備えられた通水孔 1 4 d から低圧槽 1 4 a に流入する。このように、評価装置 1 0 によれば、ポンプ 1 8 により発生する主流の流れの影響を受けずに、非接触環状シール 4 0 のシール性能の評価を行うことができる。

20

【 0 0 2 8 】

図 2 B は、図 2 A に示した非接触環状シール 4 0 の軸方向の拡大断面図である。図 2 B においては、非接触環状シール 4 0 の軸方向における圧力を示すグラフが併記されている。評価用高圧槽 1 2 b (高圧側)の非接触環状シール 4 0 に近い位置 B と、位置 B よりも遠い位置 A の圧力が、それぞれ圧力計 P_B と圧力計 P_A により計測される(図 2 A 参照)。評価用低圧槽 1 4 b (低圧側)の非接触環状シール 4 0 に近い位置 C と、位置 C よりも遠い位置 D の圧力が、それぞれ圧力計 P_C と圧力計 P_D により計測される(図 2 A 参照)。非接触環状シール 4 0 に近い位置 B と位置 C の各々と非接触環状シール 4 0 の端部との間の軸方向距離は、インペラリング 4 2 とケーシングリング 4 1 の平均隙間の大きさの 3 0 倍以下である。位置 A と位置 D の各々と非接触環状シール 4 0 の端部との間の軸方向距離は、インペラリング 4 2 とケーシングリング 4 1 の平均隙間の長さの 5 0 倍以上である。

30

【 0 0 2 9 】

本実施形態の非接触環状シール 4 0 は、インペラリング 4 2 の外周面とケーシングリング 4 1 の内周面とが、ともに平滑であり、互いに略平行になるように配置された平行環状シールである。非接触環状シール 4 0 のインペラリング 4 2 は回転軸 2 0 に設けられ、ケーシングリング 4 1 は静止部材(高低圧仕切壁 1 6)に設けられる。ここで、インペラリング 4 2 及びケーシングリング 4 1 の高圧側端部を起点 4 3 として、軸方向と半径方向になす角を各々 r 、 s とする。言い換えれば、図 2 B に示す軸方向断面において、ケーシングリング 4 1 の内面と、ケーシングリング 4 1 の高圧側端面とのなす角を s とし、インペラリング 4 2 の外面と、インペラリング 4 2 の高圧側端面とのなす角を r とする。

40

【 0 0 3 0 】

次に、評価装置 1 0 の評価方法について説明する。図 2 A の評価装置 1 0 においては、非接触環状シール 4 0 の隙間の間隔は一定であり、非接触環状シール 4 0 の軸方向に高圧側(評価用高圧槽 1 2 b)と低圧側(評価用低圧槽 1 4 b)が形成される。この評価装置

50

10において、回転軸20をポンプの運転時の回転数に回転させた状態で、高圧側（評価用高圧槽12b）から低圧側（評価用低圧槽14b）に通水した。水は、非接触環状シール40の隙間を通るときに、回転軸20の回転により周方向に強いせん断力を受けて、回転軸20周囲の狭い隙間を周回（旋回）しながら低圧側（評価用低圧槽14b）に流れる。

【0031】

高低圧仕切壁16に設けられた流量調整弁16bを調整することで、高圧側（評価用高圧槽12b）と低圧側（評価用低圧槽14b）の圧力差を0.1Kgf/cm²、1Kgf/cm²、10Kgf/cm²、100Kgf/cm²とした。それぞれの圧力差の場合に、ケーシングリング41の角度sとインペラリング42の角度rを90度、60度、45度、30度としたときの隙間を流れる水の流れを評価した。尚、高圧側と低圧側の圧力差は、位置Aと位置Dの圧力値の差である。

10

【0032】

その結果、圧力差が0.1Kgf/cm²の場合では、角度s及び角度rの大きさによる影響は見られなかった。一方で、圧力差が1Kgf/cm²、10Kgf/cm²、100Kgf/cm²の場合には、角度s及び角度rの大きさによる影響が見られた。具体的には、角度s及び角度rの大きさを鋭角にするほど、隙間を流れる水に作用する抵抗が増大することがわかった。すなわち、位置Bの圧力低下Pは、角度s及び角度rが90度、60度、45度、30度と鋭角になるに従って大きくなった。また、それに伴い、非接触環状シール40の隙間を流れる漏れ流量は、角度s及び角度rが90度、60度、45度、30度となるに従い低減した。このような傾向は、圧力差が1Kgf/cm²、10Kgf/cm²、100Kgf/cm²の場合で同じように見られた。

20

【0033】

図3は、圧力差が1Kgf/cm²のときの、角度s及び角度rに対する入口圧力損失を示すグラフである。なお、ここでは角度sと角度rは同一である。図3に示すように、角度s及び角度rが90度のときの入口圧力損失を1としたときに、角度s及び角度rが45度のときの入口圧力損失は、およそ倍となっている。

【0034】

次に発明者は、図4から図9に示す6種類の非接触環状シール40について、各シールにおける水の漏洩性能、振動性能、及びコストの評価を行った。ここで、図4から図9に示す非接触環状シール40において、インペラリング42の外径、インペラリング42とケーシングリング41の平均隙間AS、シール部長さL（非接触環状シール40の軸方向長さ）、回転軸20の回転数、高圧側と低圧側の圧力差は全て同一の条件である。尚、高圧側と低圧側の圧力差は、1Kgf/cm²、10Kgf/cm²、100Kgf/cm²の場合について測定した。

30

【0035】

図4は、従来の非接触環状シール40の軸方向断面を示す図である。図4に示す非接触環状シール40の軸方向断面において、ケーシングリング41とインペラリング42の対向する面を形成する線は、高圧側から低圧側まで終始平行線を形成する。即ち、請求項4の非接触環状シール40のケーシングリング41の内面とインペラリング42の外面はともに平滑であり互いに平行に対向する。また、ケーシングリング41とインペラリング42の高圧側の起点43がなす角度s及び角度rはともに90°である。

40

【0036】

図5は、本実施形態に係る非接触環状シール40の一例の軸方向断面を示す図である。図5に示す非接触環状シール40は、図4と同様に、ケーシングリング41とインペラリング42が互に対向する平滑な面（対向面）を有する。図5に示すように、ケーシングリング41の高圧側の端面は、軸方向に対して傾斜した傾斜面44と、傾斜面44から軸方向に直交して径方向外側に延在する平坦面45とを有する。図5に示す断面において、傾斜面44は、ケーシングリング41の内面に対して鋭角に傾斜するように構成される。即ち、起点43は、傾斜面44と、ケーシングリング41の内面（対向面の一例に相当す

50

る)との交差点を意味する。図5に示す非接触環状シール40では、ケーシングリング41の高圧側の起点43がなす角度 s は鋭角である。一方で、インペラリング42の高圧側の起点43がなす角度 r は 90° である。本明細書において、図5に示す非接触環状シール40を実施例1とする。

【0037】

図6は、本実施形態に係る非接触環状シール40の他の例の軸方向断面を示す図である。図6に示す非接触環状シール40では、ケーシングリング41の高圧側の起点43がなす角度 s 及びインペラリング42の高圧側の起点43がなす角度 r は鋭角である。図6に示す非接触環状シール40は、図4と同様に、ケーシングリング41とインペラリング42が互いに対向する平滑な面(対向面)を有する。図6に示すように、ケーシングリング41の高圧側の端面は、軸方向に対して傾斜した傾斜面44と、傾斜面44から軸方向に直交して径方向外側に延在する平坦面45とを有する。同様に、インペラリング42の高圧側の端面は、軸方向に対して傾斜した傾斜面44と、傾斜面44から軸方向に直交して径方向外側に延在する平坦面45とを有する。図6に示す断面において、インペラリング42及びケーシングリング41の傾斜面44は、それぞれ、インペラリング42の外表面及びケーシングリング41の内面に対して鋭角に傾斜するように構成される。本明細書において、図6に示す非接触環状シール40を実施例2とする。

10

【0038】

図7は、比較例に係る非接触環状シール40の軸方向断面を示す図である。図7に示す非接触環状シール40は、ケーシングリング41の内面に回転方向の2条の溝46を有する。溝46は、非接触環状シール40の軸方向中央部よりも低圧側に位置する。図7に示す非接触環状シール40の他の部分は、図6に示した非接触環状シール40と同様である。本明細書において、図7に示す非接触環状シール40は比較例1とする。

20

【0039】

図8は、比較例に係る非接触環状シール40の軸方向断面を示す図である。図8に示す非接触環状シール40は、ケーシングリング41の内面に回転方向の6条の溝46を有する。溝46は、非接触環状シール40の軸方向に沿って等間隔に形成される。図8に示す非接触環状シール40の他の部分は、図6に示した非接触環状シール40と同様である。本明細書において、図8に示す非接触環状シール40は比較例2とする。

30

【0040】

図9は、比較例に係る非接触環状シール40の軸方向断面を示す図である。図9に示す非接触環状シール40は、比較例2と同様にケーシングリング41の内面に回転方向の6条の溝46を有する。溝46は、非接触環状シール40の軸方向に沿って等間隔に形成される。図9に示す非接触環状シール40の他の部分は、図4に示した非接触環状シール40と同様である。本明細書において、図9に示す非接触環状シール40は比較例3とする。

【0041】

以上で説明した図4から図9に示した非接触環状シール40における漏洩性能比、振動性能比、及びコスト比を比較した結果の一例を表1に示す。表1においては、図4に示した従来の非接触環状シール40の漏洩性能比、振動性能比、及びコスト比を100とした。漏洩性能比は、漏洩量が多くなるほど小さい数値を示し、漏洩量が少ないほど大きい数値を示す。振動性能比は、振動が激しいほど小さい数値を示し、振動が少ないほど大きい数値を示す。コスト比は、コストが大きいほど小さい数値を示し、コストが小さいほど大きい数値を示す。即ち、いずれの指標においても、数値が大きいほど好ましい結果を示す。尚、鋭角にした角度 s 及び角度 r は、 60° である。

40

【0042】

【表 1】

ケース	漏洩性能比	振動性能比	コスト比	総合評価
図4 従来の非接触平行環状シール	100	100	100	300
図5 実施例1	110	100	100	310
図6 実施例2	120	100	90	310
図7 比較例1	130	50	60	240
図8 比較例2	150	30	30	210
図9 比較例3	130	30	40	200

10

【0043】

表 1 に示されるように、角度 s 及び角度 r のいずれか一方又は両方が鋭角である非接触環状シール 40、すなわち、実施例 1 及び実施例 2 の非接触環状シール 40 が、従来の非接触環状シールと比べて、漏洩性能、振動性能、およびコストによる総合評価が高い。特に、実施例 1 及び実施例 2 の非接触環状シール 40 には、従来の非接触環状シールには見られない漏洩性能の向上があった。

【0044】

また、比較例 1 から比較例 3 の漏洩性能比の結果を参照すると、ケーシングリング 41 及びインペラリング 42 の角度 s 及び角度 r を鋭角にすることにより、漏洩性能が向上したことがわかる。しかしながら、比較例 1 から比較例 3 は、溝加工がなされていることから、振動性能およびコスト比の評価が低い。このため、総合的に評価した場合には、実施例 1 及び実施例 2 の非接触環状シール 40 のように、ケーシングリング 41 の内面とインペラリング 42 の外面が平滑な非接触環状シール、つまり非接触平行環状シールにおいて、角度 s 及び角度 r の少なくとも一方を鋭角とするとよいことが判った。尚、作動流体である非圧縮性流体として、水だけでなく、アルコール及びアンモニアについても同様の評価を行ったところ、同様な傾向が見られた。

20

【0045】

以上の評価試験から、非圧縮性流体を作動流体とする回転機械の回転体と静止部材が非接触平行環状シールを構成する場合、溝や穴などが形成された環状シール、例えば比較例 1 から比較例 3 における平行溝付きシールのような圧力変動が生じないので、力の不均衡又は液体の流速の変化が生じず、振動が抑制されると考えられる。

30

【0046】

次に発明者は、実用に供せる条件の検討を進めた。図 10 は、他の実施形態に係る非接触環状シール 40 の静止部材の起点 43 の拡大断面図である。図 10 に示すように、非接触環状シール 40 は、インペラリング等の回転体 51 と、ケーシングリング等の静止部材 52 とを有する。回転体 51 と静止部材 52 との間には、隙間 C が設けられる。また、これまでの試験では注目していなかったが、現実的には、応力の集中を回避するために静止部材 52 の高圧側の端面は、軸方向と直交する面を有する面取り部 53 がある。静止部材 52 の高圧側の端面は、さらに、軸方向に対して傾斜した傾斜面 54 と、傾斜面 54 から軸方向に直交して径方向外側に延在する平坦面 55 とを有する。面取り部 53 は、静止部材 52 の内面から径方向外側に延在する。また、傾斜面 54 は、面取り部 53 から径方向外側に延在する。非接触環状シール 40 の内面と高圧側の端面との交差部（起点 43）を鋭角にする場合、即ち、図 10 に示すように起点 43 が面取りされる場合は、起点 43 は、静止部材 52 の内面から延長した仮想線と、傾斜面 54 から延長した仮想線の交点になる。ここで、鋭角の起点 43 の面取り幅 C により、漏洩性能がどのように変化するかを検討した。

40

【0047】

表 2 は、起点 43 の角度 s と、隙間 C に対する面取幅 C の割合との間の漏洩性能比の関係を示した表である。表 2 には、角度 s として 60 度、45 度、30 度、15 度、9

50

0度の場合が示される。漏洩性能比は、図4の従来の非接触平行環状シールの漏洩量を100として、漏洩量が少ないほど大きい数値を示す。図4の従来の非接触平行環状シールは90度の角度 θ_s を有し、この場合、面取りは行われぬ。また、 C/σ がゼロの場合とは、面取り加工を行っていない状態を意味する。(尚、表1における試験では C/σ は2.5である。)

【0048】

【表2】

C/σ	漏洩性能比				
	角度θs				
	60度	45度	30度	15度	90度
0	120	150	170	190	100
2.5	110	120	130	150	
5	100	100	110	140	
7.5	100	100	100	120	
10	100	100	100	100	

10

【0049】

表2から読み取られるように、隙間 δ に対する面取幅Cの割合が10以下である場合に、図4の従来の非接触平行環状シールに比べて漏洩性能比が向上している。角度 θ_s としては、現実的には90度未満15度以上とすることができるが、加工の程度及び強度を考慮すると、60度以下15度以上が好ましく、隙間 δ に対する面取幅Cの割合は0より大きく2.5以下が好ましいといえる。

【0050】

次に、発明者は、ケーシングリング41又はインペラリング42の起点43の平坦面45からの高さを尖縁部高さhと定義し、尖縁部高さhとシール部長さLの割合 h/L に対する漏れ比を検討した。図11Aは、尖縁部高さh及びシール部長さLを示した非接触環状シール40の概略側断面図である。図11Bは、割合 h/L に対する漏れ比を示すグラフである。ここで尖縁部高さhが0の場合、割合 h/L は0である。即ち、この場合は角度 θ_s が90度となり、従来の非接触平行環状シールを意味する。図11Bでは、この従来の非接触平行環状シールの漏れ比、即ち従来の非接触平行環状シールの漏れ量を100としたときの漏れ量の割合を縦軸に表している。尚、漏洩性能比は漏れ比の逆数にあたる。図11Bに示すように、割合 h/L の値が0.2から0.5のとき、漏れ量を従来の非接触平行環状シールに比べて90%程度に抑えられることがわかった。

20

【0051】

図12Aは、本実施形態の非接触環状シール40をインペラリングとケーシングリングに用いた遠心ポンプの概略図である。遠心ポンプ70は、回転軸71と、回転軸71に取り付けられた羽根車72と、羽根車を収容するケーシング73と、を有する。羽根車72のシュラウド72aの吸込側外周面には、インペラリング42が取り付けられる。ケーシング73は、羽根車72の中心に水等の液体を供給する吸込口75と、羽根車72の回転による遠心力により加圧された水等の液体を外部に供給する吐出口76とを有する。また、ケーシング73は、インペラリング42と対向する内面に、ケーシングリング41を有している。また、回転軸71はケーシング73の外部のモータ等の駆動機77と接続されている。回転軸71とケーシング73との隙間には軸封装置78が配置され、ケーシング73内部の液体が外部に漏洩することが抑制される。

30

【0052】

図12Aの遠心ポンプ70のインペラリング42とケーシングリング41に、従来の非接触平行環状シールと本実施形態の非接触平行環状シール40を用いた場合のそれぞれにおいて、遠心ポンプ70の性能評価を行った。従来の非接触平行環状シールは、向かい合うインペラリング42とケーシングリング41の各々の面が、高圧側から低圧側まで平行に滑らかに向かい合ったものである。言い換えれば、従来の非接触平行環状シールは、インペラリング42の外周面とケーシングリング41の内周面とが平滑であり、互いに平行に対向している。また、本実施形態の非接触平行環状シール40のインペラリングの外径、インペラリングとケーシングリングの平均隙間、及びシール部長さは、従来の非接触平行環状シールと同一である。しかし、本実施形態の非接触平行環状シール40は、ケーシングリング41およびインペラリング42の高圧側の角度 θ_s 及び角度 θ_r を鋭角とし、

40

50

割合 h/L の値を 0.2 以上 0.5 以下とした。

【0053】

図12Bは、図12Aに示した遠心ポンプ70の試験装置を示す概略図である。図12Bに示すように、試験装置90は、液体を溜めた水槽91と、遠心ポンプ70に液体を供給する吸込配管92と、遠心ポンプ70が排出した液体を水槽91に戻す吐出配管93とを有する。吸込配管92には、内部の圧力を計測する吸込圧力計Psが設けられる。吐出配管93には、圧力を計測する吐出圧力計Pdと、吐出配管93を流れる液体の流量を計測する流量計FMと、吐出配管93の開度を調節するバルブ94とが設けられる。

【0054】

図12Bに示されるように、水槽91に溜められた水等の液体は、遠心ポンプ70の吸込口75に流入し、遠心ポンプ70により加圧されて流量計FM及びバルブ94を經由して再び水槽91に戻る。試験装置90において、図12Aに示したモータ21を遠心ポンプ70の通常駆動時の回転数で駆動し、バルブ94の開度を調整する。これにより、遠心ポンプ70は所定流量を移送することができる。この状態において、吸込圧力計Ps及び吐出圧力計Pdにより、吸込圧及び吐出圧を測定した。

【0055】

なお、上述したように、遠心ポンプ70の吸込口75から羽根車72の中心部に流入する液体は、羽根車72の回転により遠心力を受け、加圧されて羽根車72の径方向に流出する。液体は、ケーシング73のポリュートに沿って旋回して、吐出口76からケーシング73の外部に流出する。羽根車72の径方向に流出した液体のうち、ケーシング73の吐出口76から流出する液体とは別に、僅かな液体が、羽根車72とケーシング73の間を通過し、インペラリング42とケーシングリング41の間を通過して吸込口75に戻る。言い換えると、羽根車72から吐出した液体の一部は、回転機械のポンプ機能による流れ方向とは異なる方向に向けて流れる。したがって、この流れは、ケーシング73のポリュートに沿って旋回して吐出口76からケーシング73の外部に流出する主な流れ（主流）に乱されることがない。

【0056】

図12Bに示した試験装置90にて、遠心ポンプ70の性能評価をした結果、従来の非接触平行環状シールを備えた場合と比べて本実施形態の非接触平行環状シールを用いた場合は、最高効率で約1.0%上昇した。このときの、吐出圧力計Pdと吸込圧力計Psの圧力差は1Kg/cm²以上1Kg/cm²以下であった。従来の非接触環状シールを用いた場合と本実施形態の非接触環状シールを用いた場合のいずれも、顕著な振動はなく静かな運転状態であった。

【0057】

以上、本発明の実施形態について説明したが、上述した発明の実施の形態は、本発明の理解を容易にするためのものであり、本発明を限定するものではない。本発明は、その趣旨を逸脱することなく、変更、改良され得るとともに、本発明にはその等価物が含まれることはもちろんである。また、上述した課題の少なくとも一部を解決できる範囲、または、効果の少なくとも一部を奏する範囲において、特許請求の範囲及び明細書に記載された各構成要素の任意の組み合わせ、又は省略が可能である。

【符号の説明】

【0058】

- 20 ... 回転軸
- 40 ... 非接触環状シール
- 41 ... ケーシングリング
- 42 ... インペラリング
- 43 ... 起点
- 44 ... 傾斜面
- 51 ... 回転体
- 52 ... 静止部材

10

20

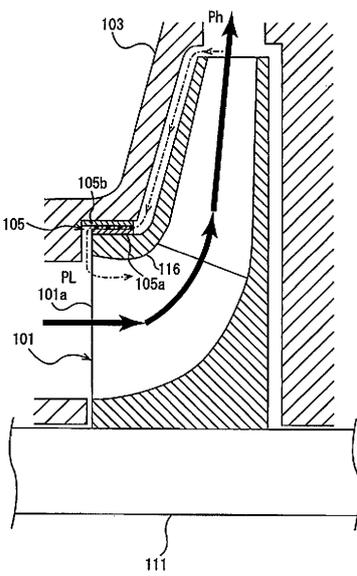
30

40

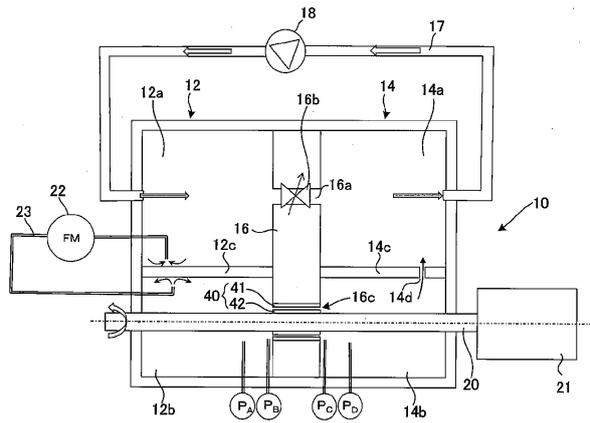
50

- 5 3 ... 面取り部
- 5 4 ... 傾斜面
- 5 5 ... 平坦面
- 7 0 ... 遠心ポンプ
- 7 1 ... 回転軸
- 7 2 ... 羽根車
- 7 3 ... ケーシング

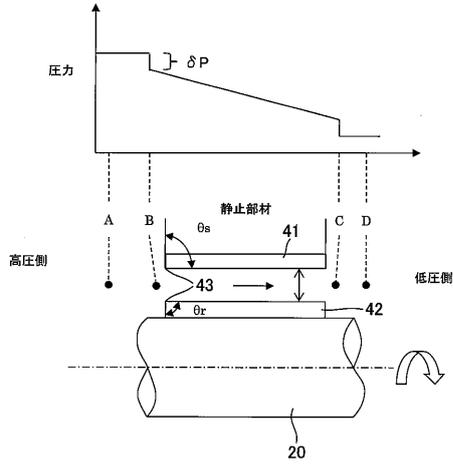
【図 1】



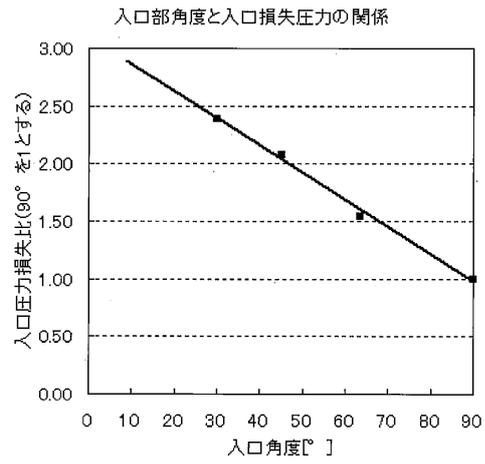
【図 2 A】



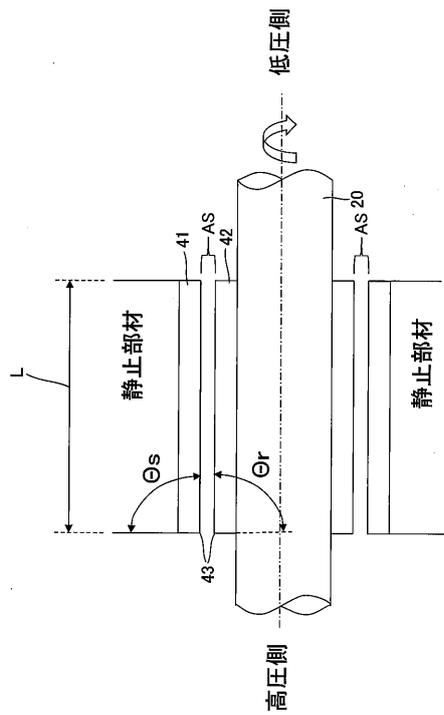
【図 2 B】



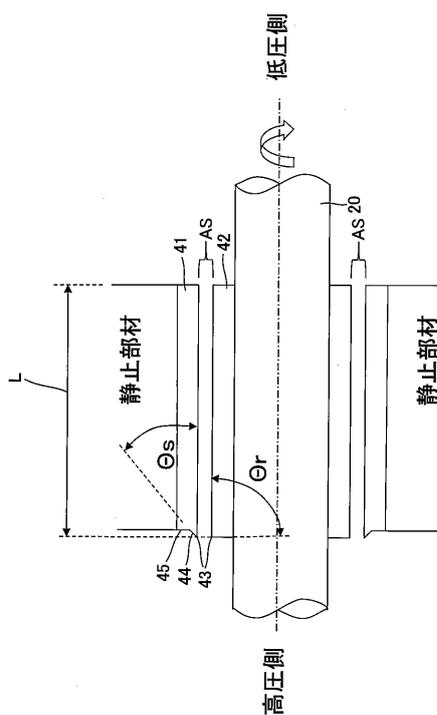
【図 3】



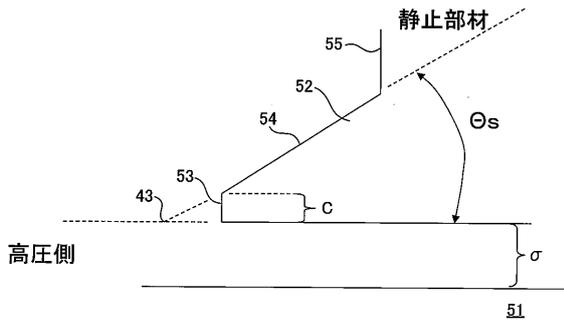
【図 4】



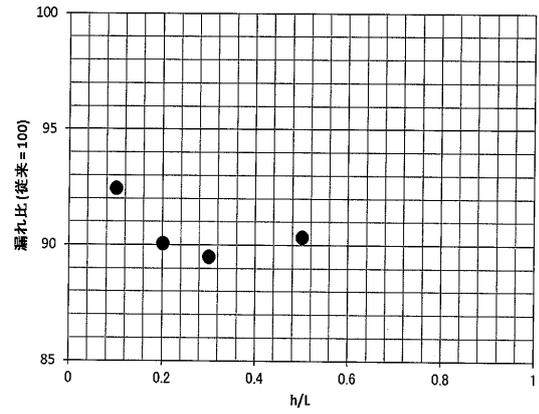
【図 5】



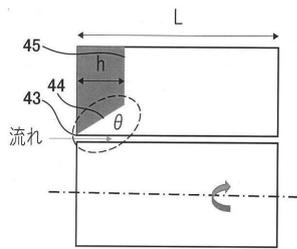
【図10】



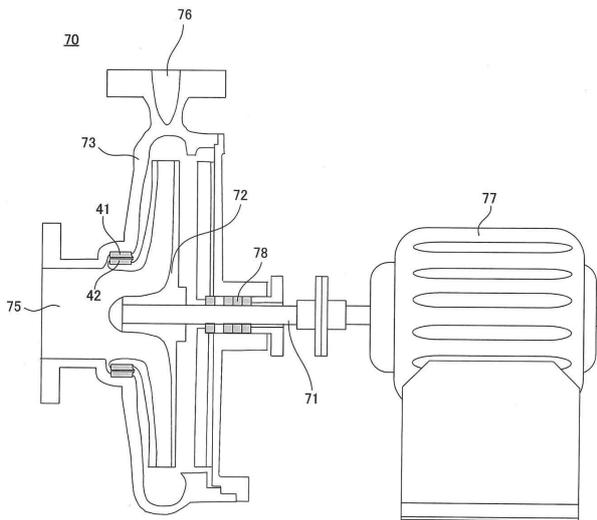
【図11B】



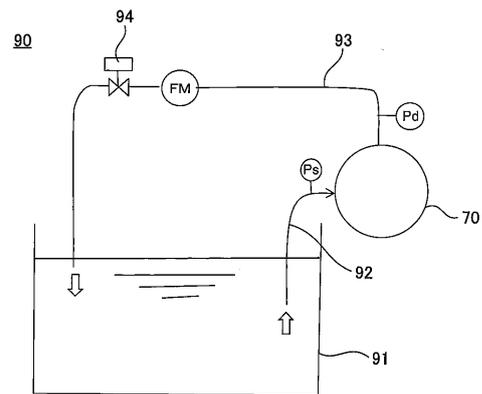
【図11A】



【図12A】



【図12B】



フロントページの続き

(72)発明者 渡邊 裕輔
東京都大田区羽田旭町1 1 番 1 号 株式会社荏原製作所内

審査官 羽鳥 公一

(56)参考文献 特開2008 - 101537 (JP, A)
実開昭52 - 057161 (JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04D 1/00 - 13/16
F04D 17/00 - 19/02
F04D 21/00 - 25/16
F04D 29/00 - 35/00
F16J 15/40 - 15/453
F16J 15/54 - 15/56