

(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2012-193847

(P2012-193847A)

(43) 公開日 平成24年10月11日 (2012. 10. 11)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 C 33/78 (2006.01)	F 1 6 C 33/78 D	3 G 0 6 5
F 0 2 D 9/10 (2006.01)	F 0 2 D 9/10 F	3 J 0 1 6
F 1 6 C 19/06 (2006.01)	F 1 6 C 19/06	3 J 7 0 1
F 1 6 C 33/58 (2006.01)	F 1 6 C 33/58	5 H 6 0 5
H 0 2 K 5/173 (2006.01)	H 0 2 K 5/173 A	
審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 13 頁)		

(21) 出願番号 特願2012-29699 (P2012-29699)
 (22) 出願日 平成24年2月14日 (2012. 2. 14)
 (31) 優先権主張番号 特願2011-43922 (P2011-43922)
 (32) 優先日 平成23年3月1日 (2011. 3. 1)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 000114215
 ミネベア株式会社
 長野県北佐久郡御代田町大字御代田 4 1 0
 6—7 3
 (74) 代理人 100068618
 弁理士 粁 経夫
 (74) 代理人 100104145
 弁理士 宮崎 嘉夫
 (74) 代理人 100109690
 弁理士 小野塚 薫
 (74) 代理人 100135035
 弁理士 田上 明夫
 (74) 代理人 100131266
 弁理士 ▲高▼ 昌宏

最終頁に続く

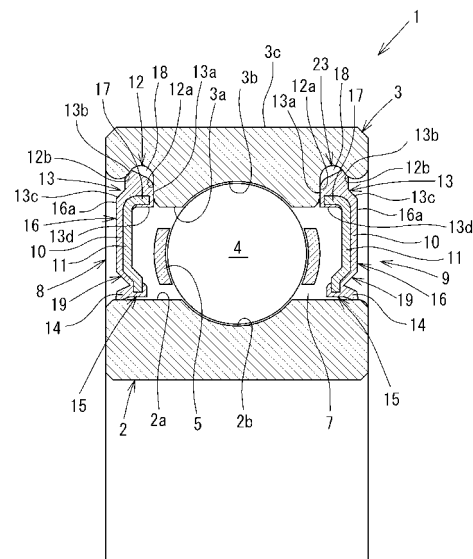
(54) 【発明の名称】 転がり軸受、スロットバルブ装置及びABS装置

(57) 【要約】

【課題】 シール部材が受ける外圧が高い状況下での使用に耐える高い密封性能を有する転がり軸受、並びに、該転がり軸受を備えるスロットバルブ装置及びABS装置を提供する。

【解決手段】 芯金 11 に、V形溝 19 の外周側の溝面 19 a に沿って延びる屈曲部 20 と、屈曲部 20 の内周側の端部からV形溝 19 の底部稜線 19 c を越えて半径方向へ延びる内周縁部 21 とを設け、内周縁部 21 の端部と内輪 2 の外周面 2 a との間の領域に半径方向の隙間を設けたので、シール部材 8、9 の内周部 15 の剛性が確保され、外圧によるリップ部 14 の捲れ上がりを効果的に防止することができる。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内輪と外輪との間の環状の空間が軸心方向へ対向して配置された一对の環状のシール部材によって密封されるシール構造を備える転がり軸受であって、

前記一对のシール部材のうちの少なくとも一つは、

芯金と前記芯金の外側面を覆うように形成された弾性部材とによって構成され、前記内輪の外周面に密着されるリップ部が形成された内周部を有し、前記弾性部材によって構成された前記内周部の外側の部分には、軸心を中心とする環状の V 形溝が形成されており、

前記芯金は、

前記 V 形溝の外周側の環状の溝面に沿って延びる屈曲部と、前記屈曲部の内周側の端部から前記 V 形溝の底部稜線を越えて半径方向へ延びる内周縁部とを有し、前記内周縁部の端部と前記内輪の外周面との間の領域に半径方向の隙間を有する、

ことを特徴とする転がり軸受。

【請求項 2】

前記内輪の外周面は、一定の直径を有する円筒面を有しており、該円筒面は、前記内輪の軌道面の両側から前記シール部材に向かって延びていることを特徴とする請求項 1 に記載の転がり軸受。

【請求項 3】

前記リップ部の密着面は、粗さ曲線の最大高さ(Rz) が $6.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra) が $1.3\mu\text{m}$ 以下であり、

前記内輪の前記リップ部が密着される外周面は少なくとも、断面曲線の最大断面高さ(Pt) が $3.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra) が $0.25\mu\text{m}$ 以下であることを特徴とする 1 または 2 に記載の転がり軸受。

【請求項 4】

前記 V 形溝の底部稜線を含む外側の軸直角平面と前記芯金の内周縁部の内側面を含む内側の軸直角平面との間の範囲で、前記弾性部材と前記内輪の外周面との間に半径方向の隙間が形成されることを特徴とする請求項 1 - 3 のいずれかに記載の転がり軸受。

【請求項 5】

請求項 1 - 4 のいずれかに記載の転がり軸受を備える内燃機関のスロットルバルブ装置であって、

スロットルバルブが固定されたスロットルシャフトは、前記転がり軸受を介してスロットルハウジングに支持されることを特徴とするスロットルバルブ装置。

【請求項 6】

請求項 1 - 4 のいずれかに記載の転がり軸受を備える車両の A B S 装置であって、A B S ポンプ駆動用の電動モータの駆動軸は、前記転がり軸受を介してモータハウジングに支持されることを特徴とする A B S 装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、高い密封性能を有する転がり軸受、並びに、該転がり軸受を備えるスロットルバルブ装置及び A B S 装置に関する。なお、本発明において、「A B S」は、アンチロックブレーキシステム (Anti-lock Brake System) を指す。

【背景技術】

【0002】

例えば、内燃機関のスロットルバルブ装置においては、スロットルシャフトの両端部が転がり軸受によって支持される構造が知られている。このような圧力変化に晒される転がり軸受においては、内輪と外輪との間の環状空間を密封するシール構造に高い密封性能が要求される。そして、特許文献 1 には、内輪と外輪との間の環状空間が軸心方向へ対向して配置された一对の環状のシール部材によって密封されるシール構造が開示されている (特許文献 1 の特に図 6 参照)。このシール構造においては、一对のシール部材のうち、一

10

20

30

40

50

方のシール部材が外側から大気圧を上回る高い圧力を受けると、このシール部材のリップ部が環状空間側へ捲れ上がり、その結果、環状空間の内部の圧力が上昇し、他方のシール部材が外側へ捲れ上がり、転がり軸受から脱落するおそれがある。

【 0 0 0 3 】

そこで、従来、一方のシール部材に外側から大気圧を上回る高い圧力が加わり、リップ部が環状空間側へ移動された場合であっても、このリップ部の移動を内輪の外周面に設けた段差部によって規制するように構成された転がり軸受が存在する（特許文献 1 の特に図 1 参照）。しかしながら、この転がり軸受においては、段差部、すなわち、リップ部が接触する部分は、切削仕上げになっており、研磨による仕上げよりも面精度が劣るため、高い密封性能を得ることが困難である。

10

また、段差部を研磨する方法もあるが、センタレス加工による研磨仕上げができないため、製造コストが増加する。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 4 】

【 特許文献 1 】 特開 2 0 0 4 - 2 6 3 7 3 4 号 公 報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 5 】

そこで本発明は、上記事情に鑑みてなされたもので、シール部材が受ける外圧が高い状況下での使用に耐えうる高い密封性能を有する転がり軸受、並びに、該転がり軸受を備えるスロットルバルブ装置及び A B S 装置を提供することを課題としてなされたものである。

20

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 6 】

上記課題を解決するために、本発明の転がり軸受は、内輪と外輪との間の環状の空間が軸心方向へ対向して配置された一对の環状のシール部材によって密封されるシール構造を備える転がり軸受であって、前記一对のシール部材のうちの少なくとも一つは、芯金と前記芯金の外側面を覆うように形成された弾性部材とによって構成され、前記内輪の外周面に密着されるリップ部が形成された内周部を有し、前記弾性部材によって構成された前記内周部の外側の部分には、軸心を中心とする環状の V 形溝が形成されており、前記芯金は、前記 V 形溝の外周側の環状の溝面に沿って延びる屈曲部と、前記屈曲部の内周側の端部から前記 V 形溝の底部稜線を越えて半径方向へ延びる内周縁部とを有し、前記内周縁部の端部と前記内輪の外周面との間の領域に半径方向の隙間を有する、ことを特徴とする。

30

【 0 0 0 7 】

上記課題を解決するために、本発明のスロットルバルブ装置は、請求項 1 - 4 のいずれかに記載の転がり軸受を備えるスロットルバルブ装置であって、スロットルバルブが固定されたスロットルシャフトは、前記転がり軸受を介してスロットルハウジングに支持されることを特徴とする。

【 0 0 0 8 】

上記課題を解決するために、本発明の A B S 装置は、請求項 1 - 4 のいずれかに記載の転がり軸受を備える A B S 装置であって、A B S ポンプ駆動用の電動モータの駆動軸は、前記転がり軸受を介してモータハウジングに支持されることを特徴とする。

40

【 発明の効果 】

【 0 0 0 9 】

本発明によれば、シール部材が受ける外圧が高い状況下での使用に耐えうる高い密封性能を有する転がり軸受、並びに、該転がり軸受を備えるスロットルバルブ装置及び A B S 装置を提供することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 1 0 】

50

【図 1】第 1 実施形態の転がり軸受の軸平面における断面図である。

【図 2】第 1 実施形態の説明図であって、リップ部が変形していない状態のシール部材の内周部と内輪の外周面との位置関係を示す図である

【図 3】従来技術の転がり軸受（31）の図 1 に対応する軸平面における断面図である。

【図 4】従来技術の転がり軸受（41）の図 1 に対応する軸平面における断面図である。

【図 5】従来技術の転がり軸受（51）の図 1 に対応する軸平面における断面図である。

【図 6】空気漏れ試験装置（負圧）の構成の概略を示す図である。

【図 7】空気漏れ試験装置（正圧）の構成の概略を示す図である。

【図 8】空気漏れ試験の試験結果を示す図表である。

【図 9】図 4 の転がり軸受においてシール部材に捲れ上がりが発生した状態を示す説明図である。

10

【図 10】第 2 実施形態のスロットルバルブ装置の断面図である。

【図 11】図 10 における A 部の詳細図である。

【図 12】第 3 実施形態の A B S 装置の断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

[第 1 実施形態]

本発明の第 1 実施形態を添付した図を参照して説明する。なお、以下の説明における軸心とは、図 1 における左右方向へ延びる転がり軸受 1 の軸心（回転軸）を指し、また、軸平面とは軸心を含む平面を指し、軸直角平面とは軸心に対して直交する平面を指す。

20

図 1 は、第 1 実施形態の転がり軸受 1 の軸平面による断面図である。この図に示されるように、転がり軸受 1 は、内輪 2 と、外輪 3 と、内輪 2 の軌道面 2 b と外輪 3 の軌道面 3 b との間に収容される複数個の転動体 4（鋼球）と、これら転動体 4 が軌道面 2 b，3 b 上で所定間隔を保つように保持するリテーナ 5 と、軸心方向（図 1 における左右方向）に対向して配置されて内輪 2 と外輪 3 との間に環状空間 7 を形成する一対のシール部材 8，9 と、を有する。内輪 2 の外周面 2 a は、一定の直径を有する円筒面を有しており、該円筒面は、内輪 2 の軌道面 2 b の軸心方向両側から各シール部材 8，9 に向かって延びている。

【0012】

シール部材 8 は、環状空間 7 に沿って環状に形成され、ニトリルゴム等により構成されるゴム系の弾性部材 10 を、金属製の芯金 11 と一体成形することで得られる。シール部材 8 は、外輪 3 の内周面 3 a の図 1 における軸方向左側の端部に形成された環状の嵌合溝 12 に嵌合される外周部 13 と、内輪 2 の外周面 2 a に密着されるリップ部 14 を有する内周部 15 と、外周部 13 と内周部 15 との間に形成されて軸直角平面に対して平行に配置される中間部 16 とを含む。なお、図 1 に示されるように、弾性部材 10 は、芯金 11 の外側表面を覆うように形成されている。

30

【0013】

シール部材 8 の外周部 13 には、軸直角平面に対して平行な嵌合溝 12 の第 1 シール面 12 a に密着される第 1 密着面 13 a と、第 1 シール面 12 a に対して約 45° の開き角度を有する第 2 シール面 12 b に密着される角部 13 b と、角部 13 b と中間部 16 の外側面 16 a とを接続する傾斜面 13 c と、外輪 3 の内周面 3 a に対して略面一に配置されるフランジ面 13 d とが形成される。また、外周部 13 は、芯金 11 の外周縁部を環状空間 7 側（図 1 における右側）へ直角に屈曲させて形成した環状のフランジ部 17 によって嵌合溝 12 へ押し付けられている。なお、図 1 に示されるように、芯金 11 のフランジ部 17 は、弾性部材 10 によって被覆されている。また、嵌合溝 12 と外周部 13 との間には既定の環状の空間 18 が形成される。

40

【0014】

図 1 及び図 2 に示されるように、シール部材 8 の内周部 15 には、弾性部材 10 に形成される外側面に、軸心を中心とする環状の V 形溝 19 が形成される。この V 形溝 19 は、中間部 16 の外側面 16 a と連続する外周側の溝面 19 a と、リップ部 14 の外周側の面

50

(内輪 2 の外周面 2 a に密着させる側の面 1 4 a とは反対側の面) に形成された内周側の溝面 1 9 b とを有し、開き角度が 90° 以下に設定されている。芯金 1 1 は、中間部 1 6 の内周側の端部から溝面 1 9 a に沿うように屈曲させた屈曲部 2 0 と、この屈曲部 2 0 の内周側の端部から軸心へ向けて V 形溝 1 9 の底部稜線 1 9 c を越えて半径方向へ延びる内周縁部 2 1 とを有する。なお、図 2 に示されるように、芯金 1 1 の内周縁部 2 1 の端面 2 1 a と内輪 2 の外周面 2 a の間には、半径方向 (図 2 における上下方向) へ一定間隔を有する隙間 K が形成される。

【0015】

図 2 に示されるように、芯金 1 1 の内周縁部 2 1 は、弾性部材 1 0 の内周側に形成された環状の基部 2 2 によって被覆されている。この弾性部材 1 0 の基部 2 2 は、内輪 2 の外周面 2 a と芯金 1 1 の内周縁部 2 1 の端面 2 1 a との間に配置されて内輪 2 の外周面 2 a との間に半径方向へ一定の間隔を有する隙間 K が形成される面 2 2 a を有する。上記リップ部 1 4 は、基部 2 2 から外側且つ内周側へ向けて延び、リップ部 1 4 の密着面 1 4 a と基部 2 2 の面 2 2 a との稜線を含む軸直角平面 L は、V 形溝 1 9 の底部稜線 1 9 c を含む軸直角平面 H に対して軸方向内側 (図 2 における右側) に位置される。

【0016】

そして、第 1 実施形態では、リップ部 1 4 の密着面 1 4 a は、粗さ曲線の最大高さ (R_z) が $6.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ (R_a) が $1.3\mu\text{m}$ 以下に設定され、さらに、内輪 2 のリップ部 1 4 が密着される面 (外周面 2 a) は、断面曲線の最大断面高さ (P_t) が $3.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ (R_a) が $0.25\mu\text{m}$ 以下に設定される。また、図 2 に示されるように、第 1 実施形態では、V 形溝 1 9 の底部稜線 1 9 c を含む軸直角平面 H (外側の軸直角平面) と芯金 1 1 の内周縁部 2 1 の内側面 2 1 b を含む軸直角平面 J (内側の軸直角平面) との間の範囲 (図 2 における軸方向 H-J 間) で、弾性部材 1 0 と内輪 2 の外周面 2 a との間に、半径方向 (図 2 における上下方向) の隙間 K が形成されるように構成されている。V 形溝 1 9 の底部稜線 1 9 c を含む軸直角平面 H (外側の軸直角平面) と芯金 1 1 の内周縁部 2 1 の内側面 2 1 b を含む軸直角平面 J (内側の軸直角平面) との間の範囲 (図 2 における軸方向 H-J 間) に隙間 K を設けないと、内輪 2 の外周面 2 a と基部 2 2 の面 2 2 a (シール) との間に押圧力が発生し、転がり軸受 1 の回転トルクが大きくなってしま

う。図 2 では、リップ部 1 4 が変形していない状態を示しているため、リップ部 1 4 先端は内輪 2 の外周面 2 a に干渉しているように表わされている。実際にシール部材 8 を組み付けたときは、リップ部 1 4 は内輪 2 に押されて弾性変形するので、内輪 2 とシール部材 8 の間に押圧力が発生し、リップ部 1 4 が内輪 2 に密着して高い気密性が得られる。ここで、シール部材 8, 9 に V 形溝 1 9 が形成されていないと、変形したリップ部 1 4 が逃げる空間がなくなり、必要以上の押圧力が発生するので、転がり軸受 1 の回転トルクが大きくなってしま

【0017】

なお、外周部 1 3 が外輪 3 の内周面 3 a の図 1 における軸方向右側の端部に形成された環状の嵌合溝 2 3 に嵌合されるシール部材 9 は、シール部材 8 と構造が同一であるので、詳細な説明を省略する。また、第 1 実施形態の転がり軸受 1 は、シール部材 8, 9 を除く構造が従来技術と同一であるため、明細書の記載を簡潔にすることを目的として、シール部材 8, 9 を除く構造の詳細な説明を省略する。

【0018】

次に、第 1 実施形態の作用を説明する。

ここでは、転がり軸受 1 のシール構造に外圧 (空気圧) が付与される空気漏れ試験の試験結果を考察する。また、図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 との比較対象として、図 3、図 4 及び図 5 に示される従来の転がり軸受 3 1, 4 1 及び 5 1 の空気漏れ試験を実施する。

【0019】

なお、図 3 に示される転がり軸受 3 1 は上述した特許文献 1 の図 1 に、図 4 に示される

転がり軸受 4 1 は上述した特許文献 1 の図 6 に、図 5 に示される転がり軸受 5 1 は上述した特許文献 1 の図 3 に相当し、ここでは、各々の転がり軸受 3 1 , 4 1 及び 5 1 の詳細な説明は省略する。また、各転がり軸受 3 1 , 4 1 及び 5 1 において第 1 実施形態の転がり軸受 1 と相当する構成については、図 1 に示される転がり軸受 1 と同一の名称及び符号を付与する。

実施例 1 および比較例 1 ~ 3 のゴムシールリップ部 1 4 および内輪 2 外周面 2 a の表面粗さは表 1 のとおりである。各試料について、3 個ずつ測定を行った。

表中の断面曲線の最大断面高さ (Pt)、粗さ曲線の算術平均高さ (Ra) 及び粗さ曲線の最大高さ (Rz) は、JIS B 0601 : 2001 による。

【表 1】

試料	No.	リップ部表面粗さ(μm)		内輪外周面表面粗さ(μm)	
		Rz	Ra	Pt	Ra
実施例 1	1	6.0	1.3	3.0	0.25
	2	3.6	0.73	1.8	0.16
	3	2.3	0.31	1.3	0.11
比較例 1	1	14	3.5	5.0	0.50
	2	9.9	2.4	4.2	0.44
	3	8.3	1.6	3.4	0.35
比較例 2	1	12	3.3	3.0	0.25
	2	9.3	2.0	1.8	0.16
	3	7.8	1.7	1.3	0.11
比較例 3	1	12	3.2	3.0	0.25
	2	9.7	2.4	1.8	0.16
	3	8.4	1.8	1.3	0.11

【0020】

図 6 及び図 7 は、今回の空気漏れ試験で使用する試験装置 3 2 及び 4 2 の概略構成を示す図である。図 6 に示される試験装置 3 2 は、円筒形の圧力室 3 3 を有するハウジング 3 4 と、内輪 2 の内周面に嵌合される軸部 3 5 とこの軸部 3 5 の下端部に設けられて圧力室 3 3 の底部に摺動可能に嵌合されるフランジ部 3 6 とによって構成される治具 3 7 と、圧力室 3 3 へ負圧を供給する減圧用ポンプ 3 8 と、を含む。試験装置 3 2 において、試験対象となる転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 の外輪 3 の外周面 3 a は、ハウジング 3 4 の開口部 (圧力室 3 3 の上部) に形成された環状の段差部 3 9 に嵌合される。

【0021】

なお、図 6 に示される符号 4 3 , 4 4 は O リング、符号 4 5 は流量計、符号 4 6 はレギュレータ及び符号 4 7 は圧力計である。また、図 7 に示される試験装置 4 2 は、図 6 に示される試験装置 3 2 において、減圧用ポンプ 3 8 を加圧用ポンプ 4 0 に置き換えて構成したものである。そして、各転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 の摺動トルクは、ハウジング 3 4 に対して軸部 3 5 を軸心回りに相対回転させた時のトルクの測定値に基づき合否が判定される。

【0022】

今回の空気漏れ試験の条件 1 - 4 を以下に示す。

(条件 1)

条件 1 では、圧力室 3 3 の圧力を -60 から +129kPa まで変化させた場合の各転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 の気密性能 (密封性能) 及び摺動トルクを測定する。なお、条件 1 では、気密性能は、100ml/min 以下である場合に合格、100ml/min を超える場合に不合格とする。

(条件 2)

条件 2 では、圧力室 3 3 の圧力を - 60 から + 129kPa まで変化させた場合の各転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 の気密性能及び摺動トルクを測定する。なお、条件 2 では、気密性能は、0.5ml/min 以下である場合に合格、0.5ml/min を超える場合に不合格とする。

(条件 3)

条件 3 では、圧力室 3 3 の圧力を + 130 から + 235kPa まで変化させた場合の各転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 の気密性能及び摺動トルクを測定する。なお、条件 3 では、気密性能は、0.5ml/min 以下である場合に合格、0.5ml/min を超える場合に不合格とする。

(条件 4)

条件 4 では、圧力室 3 3 の圧力を - 70 から + 300kPa まで変化させた場合の各転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 の気密性能及び摺動トルクを測定する。なお、条件 4 では、気密性能は、0.5ml/min 以下である場合に合格、0.5ml/min を超える場合に不合格とする。

10

【0023】

図 8 に、条件 1 - 4 で実施した空気漏れ試験の試験結果を示す。なお、図表中における○は合格、×は不合格、△は気密性能は合格であるが摺動トルクが不合格(大)であったことを示す。

(条件 1)

条件 1 では、全ての転がり軸受 1 , 3 1 , 4 1 及び 5 1 において、気密性能(密封性能)が 100ml/min 以下であったが、転がり軸受 5 1 については、摺動トルクが過大であった。これは、図 5 に示される転がり軸受 5 1 は、他の転がり軸受 1 , 3 1 及び 4 1 のように、シール部材 8 , 9 に V 形溝 1 9 が形成されていないため、シール部材 8 , 9 の内周部 1 5 が芯金 1 1 によってより大きい力で内輪 2 の外周面に押し付けられているからであると推測される。

20

【0024】

(条件 2)

条件 2 では、図 3 に示される転がり軸受 3 1、図 4 に示される転がり軸受 4 1 および図 5 に示される転がり軸受 5 1 が 0.5ml/min 以下の気密性能を確保することができなかった。転がり軸受 3 1 は、リップ部 1 4 が内輪 2 の段差部 2 5 に接触しており、この段差部 2 5 は、センタレス加工による研磨仕上げができず、面が切削によって仕上がっているため、研磨による仕上げ面と比較して面精度が低く、リップ部 1 4 の密着面が、粗さ曲線の最大高さ(Rz)が 6.0µm 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra)が 1.3µm 以下という条件を満たしていなかったため、リップ部 1 4 の十分な密着力が得られなかった結果であると推測される。一方、転がり軸受 4 1 と 5 1 については、リップ部 1 4 の密着面の粗さ曲線の最大高さ(Rz)が 6.0µm 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra)が 1.3µm 以下という条件を満たしていなかったため、リップ部 1 4 の十分な密着力が得られなかった結果であると推測される。

30

【0025】

(条件 3)

条件 3 では、図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 のみ、0.5ml/min 以下の気密性能を確保することができた。図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 は、芯金 1 1 の内周側の端部が、V 形溝 1 9 の底部稜線 1 9 c を越えて半径方向へ延びているので、シール部材 8 の内周部 1 5 の剛性があり、シール部材 8 の内周部 1 5 が圧力が低い側(軸受の内側)へ捲れ上がることがない。図 4 に示される転がり軸受 4 1 のシール部材 8 に、図 9 に示されるような捲れ上がり(シール反転)が発生した。これは、図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 のように、芯金 1 1 の内周側の端部が、V 形溝 1 9 の底部稜線 1 9 c を越えて半径方向へ延びていない、言い換えると、芯金 1 1 の内周側の端部の直径が V 形溝 1 9 の直径よりも大きいため、シール部材 8 の内周部 1 5 の剛性が不足し、内輪 2 に図 3 に示されるような段差部 2 5 が形成されていないと、シール部材 8 の内周部 1 5 が圧力が低い側へ捲れ上がるものと推測される。

40

【0026】

(条件 4)

50

条件 4 では、図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 のみ、0.5ml/min 以下の気密性能を確保することができた。図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 は、芯金 11 の内周縁が、V 形溝 19 の底部稜線 19c を越えて半径方向へ延びているので、シール部材 8 の内周部 15 の剛性が確保され、シール部材 8 の内周部 15 が圧力が低い側（軸受の内側）へ捲れ上がることがない。しかし、図 4 に示される転がり軸受 41 のシール部材 8 には、図 9 に示されるような捲れ上がり（シール反転）が発生した。これは、図 1 に示される第 1 実施形態の転がり軸受 1 のように、芯金 11 の内周縁が V 形溝 19 の底部稜線 19c を越えて半径方向へ延びていない、言い換えると、芯金 11 の内周縁の直径が V 形溝 19 の直径よりも大きいため、シール部材 8 の内周部 15 の剛性が不足し、図 3 に示されるような段差部 25 が内輪 2 に形成されていないと、シール部材 8 の内周部 15 が圧力が低い側へ捲れ上がるものと推測される。図 5 に示される転がり軸受 51 については、シール部材 8 の捲れ上がり（シール反転）こそ発生しなかったものの、リップ部 14 の密着面が、粗さ曲線の最大高さ(Rz) が $6.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra) が $1.3\mu\text{m}$ 以下という条件を満たしていなかったため、リップ部 14 の十分な密着力が得られなかった結果であると推測される。また、図 3 に示される転がり軸受 31 は、リップ部 14 が内輪 2 の段差部 25 に接触しており、この段差部 25 にはセンタレス加工による研磨仕上げが行えず、面が切削によって仕上られているため、研磨による仕上げ面と比較して面精度が低く、リップ部 14 の密着面が、粗さ曲線の最大高さ(Rz) が $6.0\mu\text{m}$ 以下、且つ算術平均粗さ(Ra) が $1.3\mu\text{m}$ 以下という条件を満たしていなかったため、リップ部 14 の十分な密着力が得られなかった結果であると推測される。

【0027】

第 1 実施形態では以下の効果を奏する。

本実施形態によれば、芯金 11 に、V 形溝 19 の外周側の溝面 19a に沿って延びる屈曲部 20 と、屈曲部 20 の内周側の端部から軸心へ向けて V 形溝 19 の底部稜線 19c を越えて延びて端部が内輪 2 の外周面 2a に対して半径方向の隙間を有する内周縁部 21 とを設けたので、シール部材 8、9 の内周部 15 の剛性が確保され、リップ部 14 の外圧に対する捲れ上がりを効果的に防止することができる。

また、リップ部 14 の密着面 14a を、粗さ曲線の最大高さ(Rz) が $6.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra) が $1.3\mu\text{m}$ 以下とし、内輪 2 のリップ部 14 が密着される面（外周面 2a）を、断面曲線の最大断面高さ(Pt) が $3.0\mu\text{m}$ 以下で、且つ算術平均粗さ(Ra) が $0.25\mu\text{m}$ 以下とし、さらに、V 形溝 19 の底部稜線 19c を含む外側の軸直角平面と芯金 11 の内周縁部 21 の内側面 21b を含む内側の軸直角平面との間の範囲（軸方向 H-J 間）で、弾性部材 10 と内輪 2 の外周面 2a との間に半径方向の隙間が形成されるように構成し、シール部材 8、9 に V 形溝 19 を設けて変形したリップ部 14 が逃げる空間を確保したので、シール構造の気密性能（密封性能）を確保しつつ、好適な摺動トルクを得ることができる。

また、シール部材 8、9 のリップ部 14 が密着される内輪 2 の外周面 2a は、内輪の軌道面に連続する面である、言い換えると、内輪 2 の外周面 2a は、図 3 に示される転がり軸受 31 のような段差部 25 を持たないので、内輪 2 のリップ部 14 が接触する部分を、センタレス加工によって研磨仕上げすることができる。したがって、段差部 25 を研削仕上げする場合と比較して、製造コストを削減することができる。また、研磨による仕上面は、切削による仕上面よりも面精度が高いため、要求される気密性能（密封性能）を確保することができる。また、シール部材 8 を軸受 1 の両側ではなく、転がり軸受 1 内の空間と圧力差が生じる側にのみ取り付け、他方側には通常のシール部材を取り付けた構成としても気密性能を確保することができる。

【0028】

[第 2 実施形態]

本発明の第 2 実施形態を添付した図を参照して説明する。ここでは、図 10 及び図 11 に示されるように、上述した第 1 実施形態の転がり軸受 1 を内燃機関のスロットルバルブ装置 61 に採用した態様を説明する。なお、第 1 実施形態と相当する構成については、同

一の名称及び符号を付与する。

スロットルバルブ装置 6 1 は、吸気通路 6 2 を直径方向（図 1 0 における左右方向）へ貫通するスロットルシャフト 6 3 にスロットルバルブ 6 4 が固定され、スロットルシャフト 6 3 の両端部が転がり軸受 1 によって支持されている。そして、各転がり軸受 1 の外輪 3 は、ハウジング 6 5 の嵌合溝 1 2 に嵌合されている。なお、転がり軸受 1 を除く構成は従来のスロットルバルブ装置と同一であるため、ここでは、明細書の記載を簡潔にすることを目的に、スロットルバルブ装置 6 1 の詳細な説明を省略する。

【 0 0 2 9 】

次に、第 2 実施形態の作用を説明する。

スロットルバルブ装置 6 1 においては、車両の走行時（内燃機関の作動時）に、吸気通路 6 2 内の圧力が頻繁に変化する。これにより、転がり軸受 1 の各シール部材 8 , 9 のうち、吸気通路 6 2 側のシール部材（図 1 1 に示されるシール部材 8 ）には、エンジン構造によって、正圧または負圧が交互に付与される。このため、シール部材 8 に正圧が付与された場合、リップ部 1 4 が内輪 2 の外周面 2 a に強く押付けられ、その結果、リップ部 1 4 と内輪 2 の外周面 2 a との摺動抵抗が増大し、転がり軸受 1 の回転抵抗もこれに伴い増大する。そして、吸気通路 6 2 側のシール部材 8 に大きい正圧が付与された場合、シール部材 8 の内周部 1 5 が内側へ反転して捲れ上がってしまい、シール構造の密封性能が損なわれる（図 9 参照）。

【 0 0 3 0 】

他方、吸気通路 6 2 の反対側のシール部材 9 に大きい負圧が付与された場合、シール部材 9 の内周部 1 5 が軸受 1 の内側へ反転して捲れ上がってしまい、シール構造の密封性能が損なわれる。

【 0 0 3 1 】

第 2 実施形態では、スロットルシャフト 6 3 の両端部を上述した第 1 実施形態の転がり軸受 1 によって支持したことにより、転がり軸受 1 のシール構造に正圧と負圧のいずれが付与された場合であっても、要求される気密性能（密封性能）を確保することができる。さらに、吸気通路 6 2 と転がり軸受 1 の環状空間 7 との圧力差が、 -70kPa から $+300\text{kPa}$

までのより過酷な環境下で使用することが可能なスロットルバルブ装置 6 1 を提供することができる。また、第 2 実施例では、本発明のシール部材を軸受 1 の両側ではなく、吸気通路 6 2 の反対側のみに取り付けて、吸気通路 6 2 側には通常のシール部材を取り付けた構成としても気密性能を確保することができる。

【 0 0 3 2 】

[第 3 実施形態]

本発明の第 3 実施形態を添付した図を参照して説明する。ここでは、図 1 2 に示されるように、上述した第 1 実施形態の転がり軸受 1 を車両の A B S 装置 7 1 に採用した態様を説明する。なお、第 1 実施形態と相当する構成については、同一の名称及び符号を付与する。

A B S 装置 7 1 は、リザーバタンク内のブレーキ液を汲み上げてブレーキ装置のマスタシリンダへ供給するためのピストン 7 2 と、このピストン 7 2 を駆動する A B S ポンプ駆動用の電動モータ 7 3 とを備えている。そして、電動モータ 7 3 の駆動軸 7 4 は、モータハウジング 7 5 に取り付けられた一対の転がり軸受 1 によって支持されている。なお、転がり軸受 1 を除く構成は従来の A B S 装置と同一であるため、ここでは、明細書の記載を簡潔にすることを目的に、A B S 装置 7 1 の詳細な説明を省略する。

【 0 0 3 3 】

次に、第 3 実施形態の作用を説明する。

図 1 2 に示されるように、電動モータ 7 3 は密閉されたモータハウジング 7 5 内に収容されているが、駆動軸 7 4 は、ピストン 7 2 側（図 1 2 における左側）へ延長され、その先端部には、ピストン 7 2 を図 1 2 における上下方向へ往復動作させるための偏心転がり軸受 7 6 が組み付けられている。したがって、ピストン 7 2 側でブレーキ液の漏洩があった場合、ピストン 7 2 側に配置された転がり軸受 1 のピストン 7 2 側のシール構造は、漏

10

20

30

40

50

洩したブレーキ液に晒される。

【 0 0 3 4 】

この時、ピストン 7 2 側に配置された転がり軸受 1 のピストン 7 2 側のシール構造の液密性能（密封性能）が不足している場合、漏洩したブレーキ液がピストン 7 2 側に配置された転がり軸受 1 からモータハウジング 7 5 内へ浸入するおそれがある。そして、モータハウジング 7 5 内へ浸入したブレーキ液が電動モータ 7 3 のブラシ 7 7 に到達すると、電動モータ 7 3 が動作不良を起こすおそれがある。

【 0 0 3 5 】

第 3 実施形態では、電動モータ 7 3 の駆動軸 7 4 を上述した第 1 実施形態の転がり軸受 1 によって支持したことにより、ピストン 7 2 側でブレーキ液の漏洩があった場合であっても、漏洩したブレーキ液がピストン 7 2 側に配置された転がり軸受 1 からモータハウジング 7 5 内へ浸入することを確実に防ぐことができる。これにより、電動モータ 7 3 延いては A B S 装置の不具合を未然に防ぐことが可能になり、信頼性が高い A B S 装置を提供することができる。なお、駆動軸 7 4 のピストン 7 2 側（図 1 2 における左側）のみを第 1 実施形態の転がり軸受 1 とすることでも上記目的を達成することが可能である。さらに、ピストン 7 2 側のシール部材のみをシール部材 8 とすることもできる。

10

【 0 0 3 6 】

なお、各実施形態は上記に限定されるものではなく、例えば、次のように構成することができる。

上述した各実施形態における転がり軸受 1 は、玉軸受であったが、転がり軸受 1 のシール構造をころ軸受に採用することもできる。

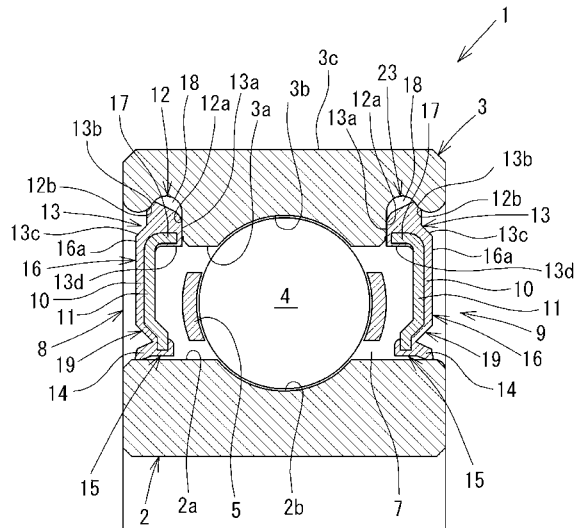
20

【 符号の説明 】

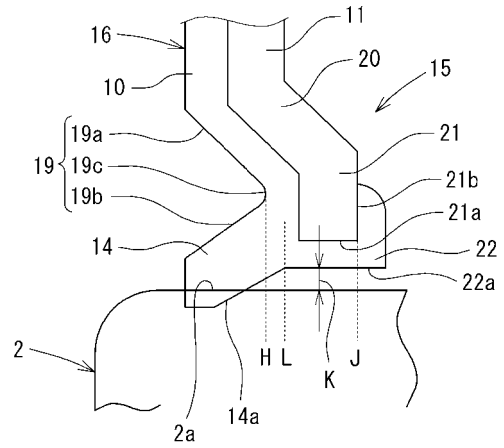
【 0 0 3 7 】

1 転がり軸受、2 内輪、2 a 外周面（内輪）、3 外輪、3 a 内周面（外輪）、7 環状空間、8 , 9 シール部材、1 0 弾性部材、1 1 芯金、1 3 外周部、1 4 リップ部、1 5 内周部、1 6 中間部、1 9 V 形溝、1 9 c 底部稜線、2 0 屈曲部、2 1 内周縁部

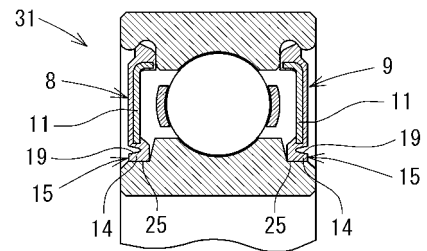
【図 1】



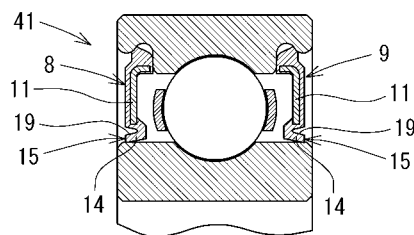
【図 2】



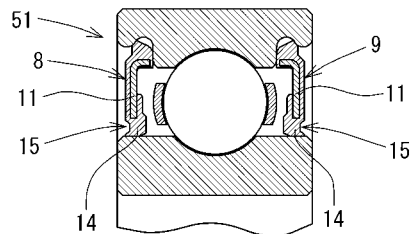
【図 3】



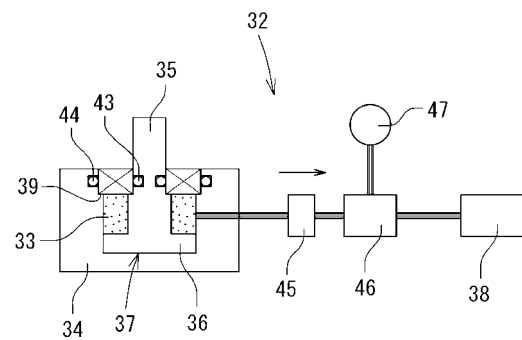
【図 4】



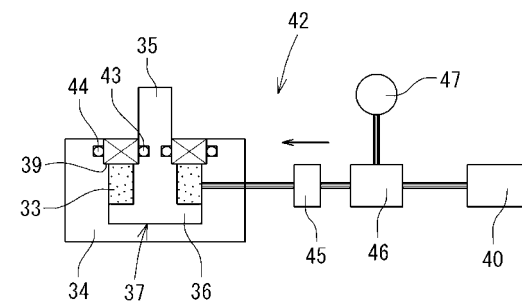
【図 5】



【図 6】



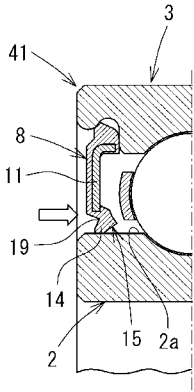
【図 7】



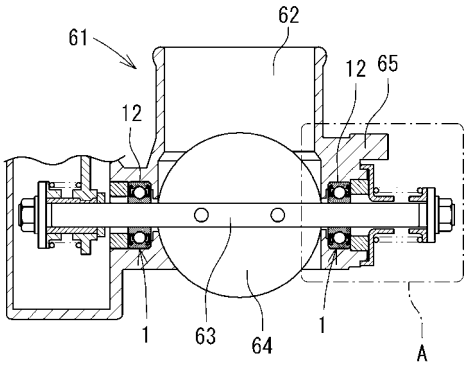
【図 8】

	条件1	条件2	条件3	条件4
実施例1	○	○	○	○
比較例1	○	× 気密不良	× 気密不良	× 気密不良
比較例2	○	× 気密不良	× 気密不良 シール反転	× 気密不良 シール反転
比較例3	△	× 摺動トルク大 気密不良	× 摺動トルク大 気密不良	× 摺動トルク大 気密不良

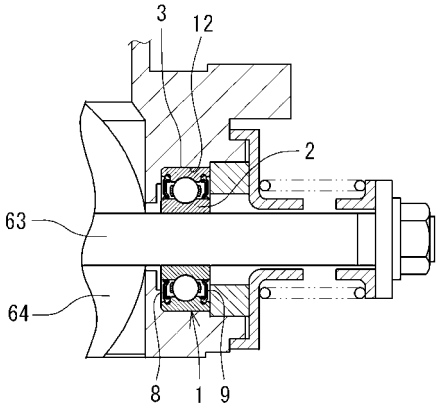
【図 9】



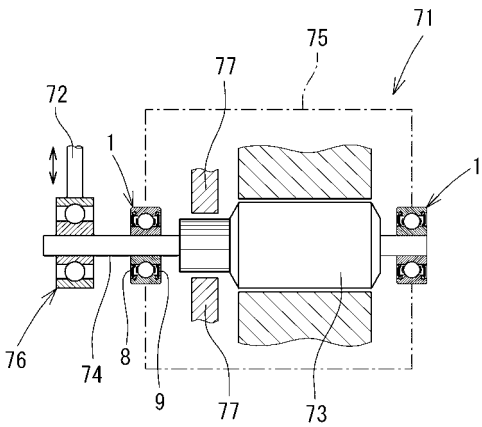
【図 10】



【図 11】



【図 12】



フロントページの続き

(72)発明者 古越 秋三

長野県北佐久郡御代田町大字御代田 4 1 0 6 - 7 3 ミネベア株式会社内

F ターム(参考) 3G065 HA16

3J016 AA02 BB03 CA02

3J701 AA02 AA32 AA42 AA52 AA62 BA53 BA57 BA69 BA73 BA78

FA04 FA15 FA60 GA01 GA24 GA28 XB01 XB03 XB12 XB23

XB26 XB31

5H605 AA02 BB09 CC04 EB10 EB28