

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4493142号

(P4493142)

(45) 発行日 平成22年6月30日(2010.6.30)

(24) 登録日 平成22年4月16日(2010.4.16)

(51) Int.Cl.		F I		
FO4D 29/66	(2006.01)	FO4D 29/66		A
FO4D 29/12	(2006.01)	FO4D 29/12		B

請求項の数 1 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2000-35363 (P2000-35363)
(22) 出願日	平成12年2月14日(2000.2.14)
(65) 公開番号	特開2001-227499 (P2001-227499A)
(43) 公開日	平成13年8月24日(2001.8.24)
審査請求日	平成19年2月6日(2007.2.6)

(73) 特許権者	509186579
	日立オートモティブシステムズ株式会社
	茨城県ひたちなか市高場2520番地
(74) 代理人	100096459
	弁理士 橋本 剛
(72) 発明者	小野 浩一郎
	神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会
	社ユニシアジェックス内

審査官 刈間 宏信

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ウォータポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ポンプ室を形成するハウジングと、このハウジングのポンプ室内に收容されるインペラと、前記ハウジングの外部に配置され、ポンプ外部から回転動力が入力される駆動プーリと、この駆動プーリと前記インペラを連結するポンプシャフトとを備えると共に、軸受を介して前記ハウジングに回転自在に支持される太軸部と、メカニカルシールによって前記ハウジングとの間を密閉する細軸部とが前記ポンプシャフトのプーリ取付部側からインペラ取付部側にかけて連設されたウォータポンプにおいて、

前記ポンプシャフトの全長 L 、前記インペラのイナーシャモーメント I_{im} 、前記駆動プーリとインペラとのイナーシャモーメント比 n 、前記ポンプシャフト上のインペラ側の端部からメカニカルシール取付部までの距離と前記ポンプシャフトの全長 L との比 s_1 、前記ポンプシャフトの太軸部の直径 d 、前記ポンプシャフトの細軸部と太軸部との直径比 d_1 、前記ポンプシャフトの太軸部の長さと同シャフトの全長 L との比 s_2 の各値を、下記の式で示す A の値が $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ 以下となるように設定したことを特徴とするウォータポンプ。

【数 1】

$$A = \left(\frac{L}{l_{im}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{n}{n+1} \right)^{1.5} \cdot \frac{\left\{ 1 - \varepsilon_1 (1 - \gamma_d^4) \right\}^{0.5}}{\gamma_d^2 \cdot d^2} \cdot \left\{ 1 - \frac{\varepsilon_s}{1 - \varepsilon_1 (1 - \gamma_d^4)} \right\}^2$$

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車のエンジン冷却等に用いられるウォータポンプに関し、とりわけ、ハウジングとポンプシャフトの間をメカニカルシールによって密閉するウォータポンプに関する。

10

【0002】

【従来の技術】

自動車のエンジン冷却に用いられるウォータポンプは、通常、図7に示すような構造となっている。

【0003】

同図に示すウォータポンプについて簡単に説明すると、ハウジング1は図外のエンジンブロックに結合されて同ブロックとの間にポンプ室2が形成されており、そのポンプ室2内には、回転によってポンプ作用を為すインペラ3が収容されている。インペラ3は、ハウジング1を貫通するポンプシャフト4を介して駆動プーリ5と一体化されており、このプーリ5がエンジン動力によって回転駆動されると、その回転力がポンプシャフト4を介して伝達されるようになっている。また、ポンプシャフト4のプーリ取付部とインペラ取付部との間には太軸部6と細軸部7が連設されており、太軸部6がハウジング1に軸受8を介して回転自在に支持されると共に、細軸部7がメカニカルシール9によってハウジング1との間を密閉されている。

20

【0004】

そして、ここで用いられるメカニカルシール9としては、例えば図8示しようなものが用いられている。

【0005】

このメカニカルシール9は、ハウジング1に第1摺動部材10が取付けられる一方で、ポンプシャフト4の細軸部7に第2摺動部材11が軸方向変位可能に取付けられ、この第2摺動部材11がスプリング12によって軸方向に付勢されることにより、第1摺動部材10に対して常時端面相互で当接するようになっている。したがって、このメカニカルシール9は、ポンプシャフト4がハウジング2に対して回転すると、第1摺動部材10と第2摺動部材11が常時端面相互の接触を維持して回転し、ハウジング1とポンプシャフト4の間からの液体の流出をこれによって防止する。

30

【0006】

また、この例においては、ポンプシャフト4に結合されるドライビング13に第2摺動部材11がゴムベローズを14介して軸方向変位可能に取付けられる一方で、ゴムベローズ14を囲繞するケース15に設けられた前後の突起16, 17がドライビング13と第2摺動部材11の各溝18, 19に夫々係合されている。したがって、第2摺動部材11は同部材11の軸方向の変位に拘らずポンプシャフト4と常時一体に回転することができる。

40

【0007】

しかし、メカニカルシール9がこのような構造となっていると、摺動部材10, 11相互間の摩擦トルクと、突起16と溝18の円周方向の遊びによって所謂スティック・スリップ自励振動が起り、耳障りな鳴き音を発生し易いことが確認されており、従来、これに対処するものとして、実開平5-1075号公報に示されるようなもので案出されている。

50

【0008】

この公報に記載のメカニカルシールは、ドライブリングの溝に係合するケースの突起に溝の底部に弾性接触する圧接部を設け、この弾性接触によってケースとドライブリングの間のがた付きを無くすことでスティック・スリップによる鳴き音の発生を抑制するようにしたものである。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、メカニカルシールを起振源とした鳴き音の発生は摺動部材の支持部分の遊びだけが原因となるものではなく、上記の対策だけでは十分に抑制できないというのが現状である。

10

【0010】

ウォータポンプにおけるメカニカルシール部分での振動は摺動部材の接触面の摩擦特性が第1に関係するものと考えられるが、メカニカルシールは本来ポンプ室からの液漏れを防止することを目的とするものであるため、当然摺動部材の摩擦特性の改善のみを考慮して設計することはできない。つまり、摺動部材相互間の押付力を弱める等の手段によって接触面に積極的に作動液を導き、この作動液によって所謂流体潤滑を行うようにすれば接触面の摩擦抵抗が減少して鳴き音の発生は確実に抑えられるようになるが、作動液が摺動面に回り込み易くなるということはその分ポンプ室からの液漏れの可能性が高くなるということであり、メカニカルシールの構造的な改善のみによって鳴き音防止と液漏れ防止の両立を図ることは難しい。

20

【0011】

また、メカニカルシールを構成する摺動部材の材質と表面形状を工夫することによって鳴き音防止と液漏れ防止の両立を図るようにしたものが特開平7-19349号公報等に示されている。

【0012】

この公報に記載の技術は、一方の摺動部材をカーボンで、他方の摺動部材をアルミナセラミックで夫々形成し、さらに摺動部材の摺動面に適度なボイドと凹凸を形成することによって潤滑に寄与する作動液を接触面上で保持できるようにしたものである。

【0013】

しかし、この技術においても、得られる効果は充分ではなく、さらに潤滑性を高めて鳴き音を確実に防止しようとする、やはり従前と同様にポンプ室からの液漏れの問題を招く。

30

【0014】

そこで本発明は、メカニカルシール以外の部分の改善によって鳴き音の発生を確実に防止できるようにして、鳴き音防止と液漏れ防止の両立を図ることのできるウォータポンプを提供しようとするものである。

【0015】

【課題を解決するための手段】

上述した課題を解決するための手段として、請求項1に記載の発明は、ポンプ室を形成するハウジングと、このハウジングのポンプ室内に收容されるインペラと、前記ハウジングの外部に配置され、ポンプ外部から回転動力が入力される駆動プーリと、この駆動プーリと前記インペラを連結するポンプシャフトとを備えると共に、軸受を介して前記ハウジングに回転自在に支持される太軸部と、メカニカルシールによって前記ハウジングとの間を密閉する細軸部とが前記ポンプシャフトのプーリ取付部側からインペラ取付部側にかけて連設されたウォータポンプにおいて、前記ポンプシャフトの全長 L 、前記インペラのイナーシャモーメント I_{im} 、前記駆動プーリとインペラとのイナーシャモーメント比 n 、前記ポンプシャフト上のインペラ側の端部からメカニカルシール取付部までの距離と前記ポンプシャフトの全長 L との比 s 、前記ポンプシャフトの太軸部の直径 d 、前記ポンプシャフトの細軸部と太軸部との直径比 d_1 、前記ポンプシャフトの太軸部の長さと同シャフトの全長 L との比 l_1 の各値を、下記の式で示す A の値が $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ 以下と

40

50

なるように設定した。

【 0 0 1 6 】

【 数 1 】

$$A = \left(\frac{L}{I_{im}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{n}{n+1} \right)^{1.5} \cdot \frac{\left\{ 1 - \varepsilon_1 (1 - \gamma_d^4) \right\}^{0.5}}{\gamma_d^2 \cdot d^2} \cdot \left\{ 1 - \frac{\varepsilon_s}{1 - \varepsilon_1 (1 - \gamma_d^4)} \right\}^2$$

【 0 0 1 7 】

この発明は、鳴き音の発生が、メカニカルシール部分を起振源とし、ポンプシャフトとそれに取り付けられた駆動プーリ及びインペラによって共振系が構成されていることに鑑み、起振源側ではなく共振系を構成する L 、 I_{im} 、 n 、 ε_s 、 d 、 γ_d 、 ε_1 の各要素を操作することで鳴き音の発生を防止するようにしたものである。

10

【 0 0 2 1 】

【 発明の実施の形態 】

次に、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

【 0 0 2 2 】

図 1 は、本発明にかかるウォータポンプの一実施形態を示すものであり、このウォータポンプは自動車のエンジンブロックに取り付けられ、冷却水をエンジン内部に送給するものである。尚、このウォータポンプの全体的な基本構成は従来の技術で説明した図 7 に示すものと同様であるため、この図 7 に示すものと同一機能部分については同一符号を付すものとする。

20

【 0 0 2 3 】

このウォータポンプの全体構成について簡単に説明すると、エンジンブロック（図示せず。）に結合されるハウジング 1 にはインペラ 3 が収容され、このインペラ 3 と外部の駆動プーリ 5 を連結するポンプシャフト 4 がハウジング 1 の側壁を貫通している。そして、ポンプシャフト 4 はプーリ取付部側が太軸部 6、インペラ取付部側が細軸部 7 とされ、太軸部 6 が軸受 8 を介してハウジング 1 に回転自在に支持されると共に、細軸部 7 がハウジング 1 との間をメカニカルシール 9 によって液密に封止されている。

【 0 0 2 4 】

ウォータポンプにおける鳴き音の根本原因は、メカニカルシール 9 の摩擦トルクの速度特性における負の勾配であることが知られている（「メカニカルシールの鳴き現象とその防止に関する研究」〔1990年9月、九州大学博士学位論文、吉柳健二著〕の105頁等に記載。）が、この実施形態のウォータポンプは、液漏れ防止機能に影響するメカニカルシール 9 の摩擦特性については手を加えず、ポンプシャフト 4 を中心とする共振系を改善することによって鳴き音（スティック・スリップ自励振動。）の発生を抑えるようにしている。

30

【 0 0 2 5 】

本発明の発明者による研究によれば、ポンプシャフト 4 を中心とする共振系を構成する諸元のうちの以下に記載した L 、 I_{im} 、 n 、 ε_s 、 d 、 γ_d 、 ε_1 の各値が鳴き音の発生に直接関与することが理論的に判明され、(1) 式の A の値が $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ 以下になれば鳴き音の問題が生じないことが実験的に確認された。

40

【 0 0 2 6 】

L : ポンプシャフト 4 の全長

I_{im} : インペラ 3 のイナーシャモーメント

n : 駆動プーリ 5 とインペラ 3 とのイナーシャモーメント比（プーリイナーシャ I_{pu} / インペライナーシャ I_{im} ）

ε_s : ポンプシャフト 4 上のインペラ 3 側の端部からメカニカルシール取付部までの距離とポンプシャフト 4 の全長 L との比（シール取付位置 / 全長 L）

d : ポンプシャフト 4 の太軸部 6 の直径

50

γ_d : ポンプシャフト 4 の細軸部 7 と太軸部 6 との直径比 (細軸部直径 / 太軸部直径)

γ_1 : ポンプシャフト 4 の太軸部 6 の長さと同シャフト 4 の全長 L との比

【 0 0 2 7 】

【 数 2 】

$$A = \left(\frac{L}{I_{im}} \right)^{0.5} \cdot B \quad \dots (1)$$

【 0 0 2 8 】

10

【 数 3 】

$$B = \left(\frac{n}{n+1} \right)^{1.5} \cdot \frac{\left\{ 1 - \varepsilon_1 (1 - \gamma_d^4) \right\}^{0.5}}{\gamma_d^2 \cdot d^2} \cdot \left\{ 1 - \frac{\varepsilon_s}{1 - \varepsilon_1 (1 - \gamma_d^4)} \right\}^2 \quad \dots (2)$$

【 0 0 2 9 】

このことから、具体的には、ポンプシャフト 4 の全長 L を短く、インペラ 3 のイナーシャモーメント I_{im} を大きく、即ち、 L / I_{im} を小さくすることが鳴き音の発生防止に有効であることが容易に想像できるが、ポンプシャフト 4 の全長 L は車両のエンジンルームの許容スペースから制約を受け、また、インペラ 3 のイナーシャモーメント I_{im} は車両から要求される吐出性能によって必然的に定まる値であるので設計的自由度はほとんど無い。これに対して (2) 式の B の値はウォーターポンプの内部の寸法諸元によって構成されているので、メカニカルシール 9 の鳴き音を低減させるための最適設計が車両搭載上の制約を受けず可能である。

20

【 0 0 3 0 】

したがって、例えばポンプシャフト 4 のインペラ 3 側の端部からのメカニカルシール 9 の取付位置を図中左側に移動させて ε_s の値を大きくし、ポンプシャフト 4 の太軸部 6 の直径 d を大きく、ポンプシャフト 4 の直径比 γ_d を 1 に近付け、イナーシャモーメント比 n を小さくする等によって鳴き音の発生を防止することができる。つまり、この場合、メカニカルシール 9 の取付位置を図中左側に移動させる (ε_s の値を大きくする。) ことによって、起振源であるメカニカルシール 9 の取付部をポンプシャフト 4 を中心とする共振系の固有振動モードの節点に近付けることが可能になり、さらに、太軸部 6 の直径 d を大きくし、直系比 γ_d を 1 に近付けることによって共振系の共振周波数を高めることが可能になると共に、イナーシャモーメント比 n を小さくすることによって、共振系の固有振動モードを、節点がメカニカルシール 9 の取付位置に近づくような形に変えることが可能になる。

30

【 0 0 3 1 】

因みに、(1)、(2) 式の L、 I_{im} 、 γ_1 の各値を調整することによっても A の値を小さくすることができるが、ポンプシャフト 4 の全長 L を短くした場合には、共振周波数が高まり、インペラ 3 のイナーシャモーメント I_{im} を大きくした場合には、固有振動モードが変化する。また、太軸部 6 と全長 L の長さ比 γ_1 を大きくした場合には、共振周波数と固有振動モードの両方が変化する。

40

【 0 0 3 2 】

ここで、図 2 は A の値がほぼ 1.1×10^4 ($\text{kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$) の従来タイプのウォーターポンプの例 (比較例) を示し、図 3 は A の値がほぼ 3×10^4 ($\text{kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$) となるように設計した本発明にかかるウォーターポンプの実施例を示すものである。

【 0 0 3 3 】

図 3 に示す実施例のものは、図 2 に示す比較例に対してメカニカルシール 9 の取付位置を

50

図中左側に10mm移動させることによって ρ_s の値をほぼ0.1から0.2に変更すると共に、太軸部6の直径dを15.9mmから17.5mmに増大させ、さらに、駆動プーリ5を小型にかつアルミ化することによってイナーシャモーメント比nを約5から2に変更した。

【0034】

図4と図5は、この比較例と実施例のものに対して夫々近接音の測定を行ったときの時間軸波形を示すものであり、これらの図を比較して明かなように、実施例のものにおいては鳴き音が消滅している。

【0035】

次に、前述の(1)式のAの値を $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ 以下にすることで、鳴き音の発生が防止できる、との結論を得るべく行われた台上実験について説明する。

10

【0036】

まず、発明者の行った台上実験におけるOK・NGの判定方法と、台上実験の結果とポンプの実使用環境下における鳴き音の関係について説明する。

【0037】

鳴き音の根本原因は、メカニカルシール9の摩擦トルクと速度特性における負の勾配であることは前述した通りであるが、シールの摩擦特性は水温とポンプシャフト4の回転数に関係し、水温が高く、シャフト回転数が低い場合に負勾配が大きくなり、鳴き音が発生し易いことが知られている。このため、表1に結果を示した台上実験では、水温が高い場合から低い場合、シャフト回転数が低い場合から高い場合までをマトリクスに条件分けし、夫々の条件下で鳴き音発生の有無を確認した。そして、この実験では全条件での鳴き音の発生の有無を確認し、鳴き音の発生した条件の数を全条件数で割った値を「台上鳴き率」と称して、鳴き音に関してのOK・NGの判定の目安とした。表1の例では全42条件のなかで7つの条件で鳴き音が発生しているので、台上鳴き率は7条件/全42条件=17%となる。

20

【0038】

また、実際のポンプ使用環境での鳴き現象については、既に繰り返し行った実験の経験から、台上鳴き率が20%以下であれば全く問題にならないものと判断された。したがって、ここでは実験でのOK・NGの判定基準を台上鳴き率20%とした。

【0039】

30

【表1】

		高回転 ← シャフト回転速度 → 低回転					
		1	2	3	4	5	6
低温 ↑ 水温 ↓ 高温	1	○	○	○	○	○	○
	2	○	○	○	○	○	○
	3	○	○	○	○	○	○
	4	○	○	○	○	○	○
	5	○	○	○	○	○	○
	6	○	○	○	○	○	○
	7	○	○	○	○	○	○
	8	○	○	○	○	○	○
	9	○	○	○	○	○	○
	10	○	○	○	○	○	○
	11	○	○	○	○	○	○
	12	○	○	○	○	○	○
	13	○	○	○	○	○	○
	14	○	○	○	○	○	○
	15	○	○	○	○	○	○
	16	○	○	○	○	○	○
	17	○	○	○	○	○	○
	18	○	○	○	○	○	○
	19	○	○	○	○	○	○
	20	○	○	○	○	○	○
	21	○	○	○	○	○	○
	22	○	○	○	○	○	○
	23	○	○	○	○	○	○
	24	○	○	○	○	○	○
	25	○	○	○	○	○	○
	26	○	○	○	○	○	○
	27	○	○	○	○	○	○
	28	○	○	○	○	○	○
	29	○	○	○	○	○	○
	30	○	○	○	○	○	○
	31	○	○	○	○	○	○
	32	○	○	○	○	○	○
	33	○	○	○	○	○	○
	34	○	○	○	○	○	○
	35	○	○	○	○	○	○
	36	○	○	○	○	○	○
	37	○	○	○	○	○	○
	38	○	○	○	○	○	○
	39	○	○	○	○	○	○
	40	○	○	○	○	○	○
	41	○	○	○	○	○	○
	42	○	○	○	○	○	○

40

凡例：○鳴き発生せず、×鳴き発生あり

【0040】

実際の実験においては、以上のような鳴き音のOK・NG判定基準において、(1)式の L/I_{im} の値とBの値を様々に変えたポンプに対して台上実験を行い、それぞれについてOK・NGの判定を行った。

50

【 0 0 4 1 】

以下の表 2 は、 L / I_{im} の値の異なる 4 仕様のポンプに対して、シール取付位置と全長 L との比 ϵ_s 、太軸部 6 の直径 d 、イナーシャモーメント比 n 等を変えることによって B の値を種々に変化させ、夫々に対して台上実験を行って OK・NG の判定を行った結果である。

【 0 0 4 2 】

【表 2】

	n	I_{im} $\times E-6(\text{kgm}^2)$	L $\times E-3(\text{m})$	d $\times E-3(\text{m})$	ϵ_s	ϵ_l	γ_d
No. 1	2	57	64	17.5	0.2	0.6	0.7
No. 2	2	57	64	17.5	0.1	0.6	0.7
No. 3	5	57	64	15.9	0.1	0.6	0.8
No. 4	8	40	60	17.2	0.2	0.6	0.7
No. 5	8	40	60	17.2	0.1	0.6	0.7
No. 6	8	40	60	15.9	0.2	0.5	0.8
No. 7	32	19	51	17.2	0.3	0.5	0.7
No. 8	32	19	51	17.2	0.1	0.5	0.7
No. 9	32	19	51	17.2	0.2	0.5	0.7
No.10	43	35	129	22.0	0.2	0.6	0.6
No.11	43	35	129	17.5	0.2	0.6	0.7
No.12	43	35	129	22.0	0.3	0.6	0.6

	$(L / I_{im})^{0.5}$ $(\text{kg}^{-0.5}\cdot\text{m}^{0.5})$	B 値 (m^2)	A 値 $(\text{kg}^{-0.5}\cdot\text{m}^{2.5})$	台上鳴き率 (%)	鳴き判定
No. 1	34	824	27751	12	OK
No. 2	34	1935	65166	19	OK
No. 3	34	3259	109745	31	NG
No. 4	39	1343	52192	5	OK
No. 5	39	3403	132277	38	NG
No. 6	39	1946	75635	17	OK
No. 7	52	1298	67867	12	OK
No. 8	52	4084	213599	76	NG
No. 9	52	2614	136709	31	NG
No.10	61	1819	110713	24	NG
No.11	61	2375	144561	24	NG
No.12	61	745	45325	7	OK

10

20

【 0 0 4 3 】

図 6 は、 B の値を縦軸に、 $(L / I_{im})^{0.5}$ の値を横軸に夫々とり、種々の A の値に対する OK・NG の判定結果を調べたものである。同図中には、表 2 で示した結果がプロットしてあり、そのうちの黒丸のプロットは台上鳴き率が 20% よりも大きい NG 判断を示し、白丸のプロットは台上鳴き率が 20% 以下となる OK 判断を示す。このプロットを見て判るように、同図の左下側では A の値が小さく鳴き音が発生しにくく、逆に同図の右上側では A の値が大きく鳴き音が発生し易くなる。

30

【 0 0 4 4 】

図 6 中のプロットは一例であるが、実際にはさらに多くの条件で同様の台上実験を行い、その結果、鳴き音の OK・NG の境界値は $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ (図 6 中の太線参照。) であり、鳴き音は、 A の値が $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ 以下のときに確実に低減できるとの結論が得られた。

40

【 0 0 4 5 】

尚、本発明の実施形態は以上で説明したものに限るものでなく、例えば、(1) 式の A の値を小さくすべくメカニカルシール 9 の取付位置 20 を駆動プーリ 5 側に移動させるときに、メカニカルシール 9 の摺動部材相互の接触面 21 は一定位置にし、取付位置 20 だけを駆動プーリ 5 側に移動させるようにしても良い。このようにした場合には、メカニカルシール 9 の実質的なシール位置は軸方向に移動しなくなり、ポンプ室 2 は軸受 8 側に必要外に膨出しなくなることから、ポンプ全体の小型・軽量化を図ることが可能になる。

【 0 0 4 6 】

また、 A の値を $9 \times 10^4 \text{ kg}^{-0.5} \cdot \text{m}^{-2.5}$ 以下に設定する場合に、インペラ 3 のイナー

50

シャワーメントだけを大きくするようにすれば、インペラ 3 の交換のみによって対処することができる。とりわけ、このときインペラ 3 を鋳物にする等によって比重を増大させるようにすれば、既存のウォータポンプに対してほとんど寸法変更等の設計変更を行わずに鳴き音の発生を防止することができる。したがって、このようにした場合には、製造コストの高騰を最小限に抑えることが可能になる。

【 0 0 4 7 】

【発明の効果】

以上のように請求項 1 に記載の発明は、メカニカルシールを起振源とする自励振動の共振系を、鳴き音の発生を低減すべく適切に改善することができるため、メカニカルシールによる液漏れ防止機能の低下を招くことなく、鳴き音の発生を確実に防止することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施形態を示す側面図。

【図 2】比較例を示す側面図。

【図 3】本発明の実施例を示す側面図。

【図 4】比較例の鳴き近接音の時間軸波形を示す図。

【図 5】本発明の実施例における鳴き近接音の時間軸波形を示す図。

【図 6】台上実験の結果を示すグラフ。

【図 7】従来技術を示す断面図。

【図 8】従来技術を示すメカニカルシールの断面図。

20

【符号の説明】

1 ...ハウジング

2 ...ポンプ室

3 ...インペラ

4 ...ポンプシャフト

5 ...駆動プーリ

6 ...太軸部

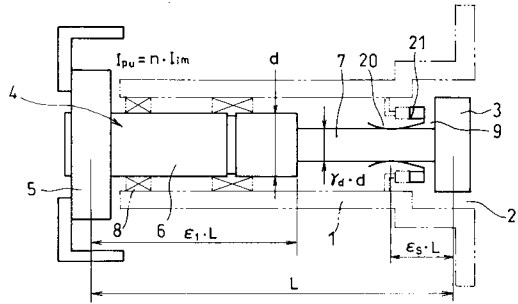
7 ...細軸部

8 ...軸受

9 ...メカニカルシール

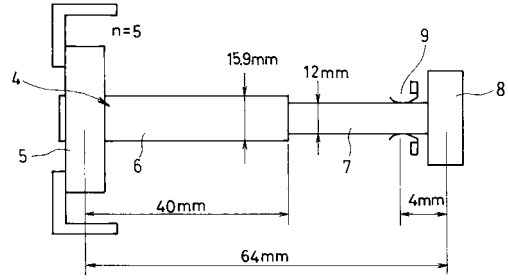
30

【図1】

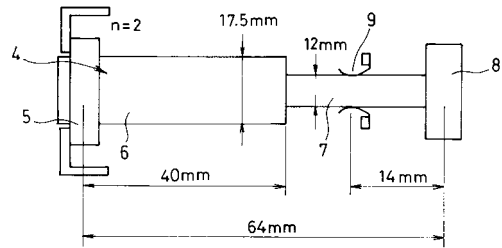


- 1…ハウジング
- 2…ポンプ室
- 3…インペラ
- 4…ポンプシャフト
- 5…駆動プーリ
- 6…太軸部
- 7…細軸部
- 8…軸受
- 9…メカニカルシール

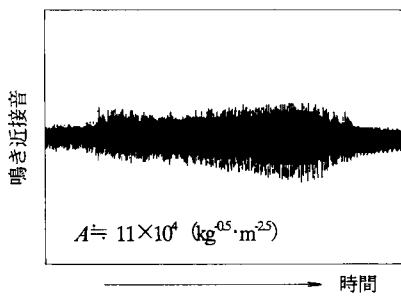
【図2】



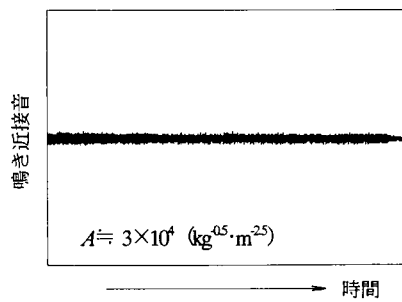
【図3】



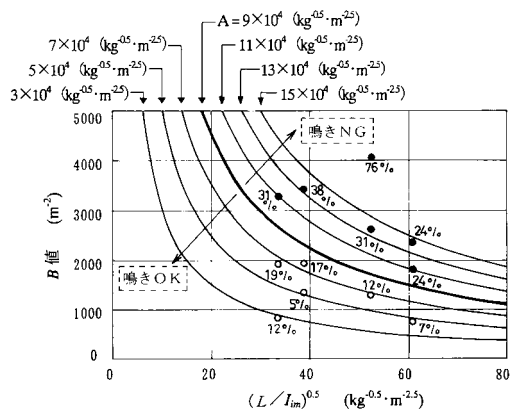
【図4】



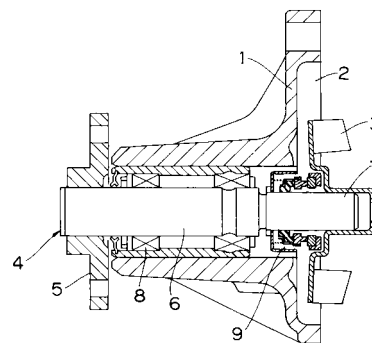
【図5】



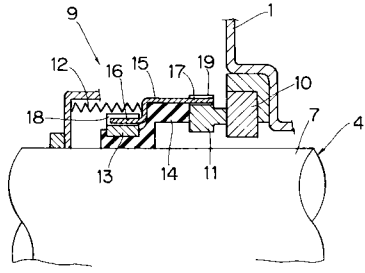
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

- (56)参考文献 実開平06-058197(JP,U)
特開平08-261194(JP,A)
登録実用新案第3008177(JP,U)
実開昭63-164670(JP,U)
実開平05-001075(JP,U)
特開平07-019349(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04D 29/66

F04D 29/12