

液体水素輸送船の補機に関する研究

熊谷直宜*・比 気 正*

A Study on the Auxiliary Machineries for Liquid Hydrogen Carriers

By

Naoyoshi KUMAGAI and Tadashi HIKI

Abstract

This report discusses technical problems about auxiliary machineries handling boil-off hydrogen gas burned in a main engine for liquid hydrogen carriers.

The experimental work was carried out on three types of non-contacting shaft seals for a boil-off gas compressor and a liquid hydrogen pump. The following results were obtained.

1. Spiral groove gas seals show satisfactory performances at $0\sim 500\text{ s}^{-1}$ in rotation for hydrogen and nitrogen gases at -140°C .
2. Spiral groove liquid seals tested show good results in kerosene at room temperature and $0\sim 500\text{ s}^{-1}$ and in liquid nitrogen at $0\sim 100\text{ s}^{-1}$.
3. Magnetic fluid seals used for a secondary seal show sufficient performances at low temperature and $0\sim 500\text{ s}^{-1}$.

In conclusion, a closed type gas compressor and a closed type pump with externally pressurized gas bearings were discussed.

1. ま え が き

新しい代替エネルギーシステムの一つとして、水素をエネルギー媒体として利用しようとする研究が行われているが、水素の海上輸送に液体水素タンカーを使用して、そのボイルオフガスを主機関の燃料として使用する場合、三種類の主機（ガスタービン、ディーゼル機関、蒸気ボイラ）についての研究はすでに当研究所研究報告¹⁾に報告されている。

本研究はこれらの研究に付随して行われたもので、液体水素タンカーの補機類に関する考察と、その問題点の一つである極低温ガス圧縮機、液化ガスポンプの軸封部に、非接触ガスシール、非接触液封シール、磁性流体シールの使用を提案し、液体窒素及びこれで冷却した水素ガス、窒素ガスによる極低温実験を行った。又密閉式ガス圧縮機と密閉式ポンプの可能性も検討した。

* 機関開発部

原稿受付：昭和56年9月30日

2. 液化ガスタンカーの補機類と その問題点

2.1 液化ガスタンカーの補機類

まず、液体水素 (LH_2)、液体メタン (LNG) などの極低温液化ガスの性質を示すと表-1 のようになり、液体水素は液体ヘリウムに次いで沸点が低く、 LNG と比較すると、沸点は 92°C 低く、液体密度は $1/6$ 、液の粘性係数は $1/9$ で、 LNG 船よりもさらに使用条件が悪いことがわかる。

次に LNG 船に使用されている補機類は、荷役関係の補機としては図-1 のように、陸上基地から船に積込む場合と、船から陸上基地に荷揚する場合とがあり、船上に必要な補機としては、各種弁類、安全弁等の外に、積込時に大量に発生するボイルオフガスを基地のタンクに送り返す、高容量ガス圧縮機（リターンガスプロア）と、荷揚時のカーゴポンプ及び常時タンクから発生するボイルオフガスを圧縮して補助ボイラ、ボイルオフガス処理装置へ送る、低容量ガス圧縮

表-1 極低温液体の性質

液 化 ガ ス		ヘリウム	水 素	メ タ ン	窒 素	酸 素
凝 固 点	°C	な し	-259	-184	-210	-219
沸 点	°C	-268.6	-253	-161	-196	-183
液 体 密 度 (沸点)	kg/m ³	125	71	425	808	1,141
気 体 密 度 (沸点)	kg/m ³	16.7	1.33	1.8	4.6	4.47
粘性係数・液体・沸点	cP	3.5×10^{-3}	0.013	0.118	0.150	0.196
粘性係数・気体・沸点	cP	1.4×10^{-3}	1.1×10^{-3}	4.4×10^{-3}	5.3×10^{-3}	7.0×10^{-3}
蒸 発 潜 熱	kJ/kg	20.9	451	510	199	213

1 cP=1 mPa・s

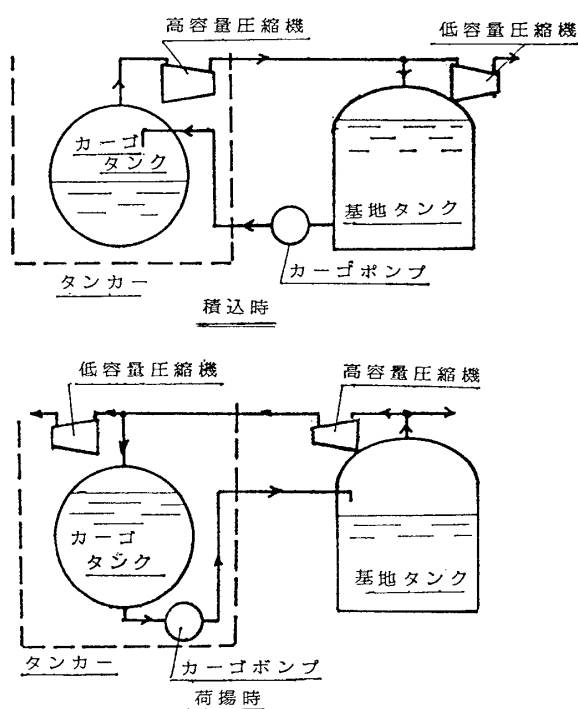


図-1 LNG 船の荷役用補機

機（ボイルオフガス圧縮機）がある。液体水素輸送船（LH₂ 船）でも同様の補機が必要と考えられる。

又航海中に主機の必要とする燃料にボイルオフガスを使用する場合には、燃料系統図²⁾は 図-2 の様になり、燃料系統用の補機としては、燃料ガス圧縮機、液化ガス用ポンプなどが考えられる。

燃料ガス圧縮機の吐出圧は主機の種類により異なり、蒸気ボイラにはゲージ圧で 2~3 kgf/cm²、ディーゼル機関の場合には 3~5 kgf/cm²、ガスタービンでは産業型のもので 12~15 kgf/cm²、航空転用型では 25~30 kgf/cm² が必要と考えられている³⁾。

液化ガス用ポンプはボイルオフガス量が主機の要求に対して不足したときに、液化ガスを蒸発器で気化して、燃料ガス圧縮機に送り込むものである。

なお、ボイルオフガス量は、LNG 船では 1 日に平均 0.25% と云われているが、大気温度、海水温度、海象などにより可成り変化し、ある測定例では冬期の静かな海での値に対し、夏期の荒天では 2 倍位の値を示しており、1 日 0.18~0.40% の測定値を得ている。

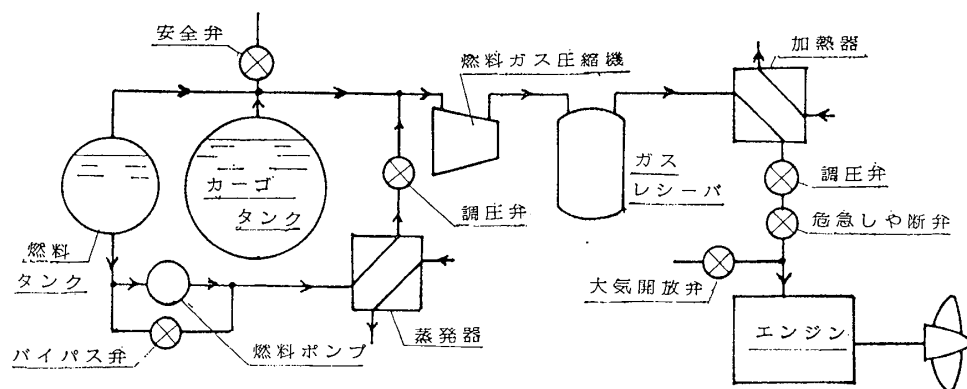


図-2 ボイルオフガス燃料系統図

表-2 ボイルオフガス用圧縮機

ガス	機 械 名	型 式 段 数	流 量	入口温度	吐出圧	入 力	回転数	翼車外径	軸 径
			m ³ /h	°C	kgf/cm ² g	kW	rpm	mm	mm
メ タ ン	高 容 量 ガ ス 圧 縮 機	遠心1段	20,000	-140	1.0	780	1,000	—	—
	低 容 量 ガ ス 圧 縮 機	遠心1段	5,000	-140	1.0	200	1,000	—	—
	燃 料 ガ ス 圧 縮 機	往復2段	5,500	-140	16	1,700	600	—	—
水 素	高 容 量 ガ ス 圧 縮 機	遠心1段	20,000	-230	1.0	590	10,000	243	51
	低 容 量 ガ ス 圧 縮 機	遠心1段	5,000	-230	1.0	150	10,000	243	32
	燃料ガス圧縮機 (GT)	遠心4段	2,000	-230	16	410	30,000	318	32
	" (ディーゼル)	遠心2段	2,000	-230	5	200	30,000	318	25
	" (ボイラー)	遠心1段	2,000	-230	2.5	100	30,000	318	22

(125,000 m³ タンカー)

又バラスト航海時には、1日0.15%程度、積込のときには1日0.3~0.8%のボイルオフガスがあると云われている。

LH₂をLNG船に積込んだ場合、積込重量の減少、気化熱の差、液温の差のためボイルオフ率は1日2%位になり、LH₂船の断熱はLNG船以上に重要である。本研究では、航海時の最大値が主機の必要量となる程度に断熱されているとした。

2.2 ボイルオフガス用ガス圧縮機とその問題点

タンク容量125,000 m³のLNG船の例に習い、同容積のLH₂船のボイルオフガス用圧縮機の容量を決め、その概略設計を行った結果をLNG船の実例とともに表-2に示す。なお、燃料流量の決定には、LNG船では主機が43,600 PSであったが、LH₂船の場合、積荷の重量は約1/7となり、LNG船で53,000 ton積めたものがLH₂船では8,800 tonとなり、満載排水量も96,600 tonが約51,000 ton位になると考えられたので、LH₂船の主機は25,000 PSで充分と考え、熱効率30%として求めた。又燃料用圧縮機の容量はこれの1.3倍とした。又圧縮機的设计法は、高压遠心圧縮機的设计法⁴⁾によった。

なお、メタンガス圧縮機は往復動2段のものであるのに対し、水素ガス用のものは遠心四段として設計したが、遠心型は、流量が少ないため損失が大きく、往復動型の方が有利と考えられる。

これらの圧縮期はいずれも-140°C又は-230°C前後の極低温ガスを吸入するため、構成材料には、低

温特性にすぐれ、熱歪に耐えるものであることを必要とする。又メタンガス、水素ガスは非常に爆発、燃焼しやすいため、軸貫通部からのガス漏れを完全に防止し、かつ極低温でも安定した特性が得られる軸封装置が必要である。さらに吐出圧が高いものでは、高い回転数を必要とし、シール部の周速も大きくなる。

又、軸受部分も、低温にさらされると、油の固着などにより起動不能になることがあるので、低温部から離れた所に軸受を置くか、保温対策をする必要がある。

以上のように種々の問題点があるが、特に軸封装置は最も重要な部分の一つで、各メーカーで多くの手段を試みているが、その基本的構成は図-3のように、翼車の後にまず一次シールを置き、ガスの流出を微量に制御し、その次の二次シールで外部へ流出するのを防止するようになっており、一次シールにはラビリンスシ

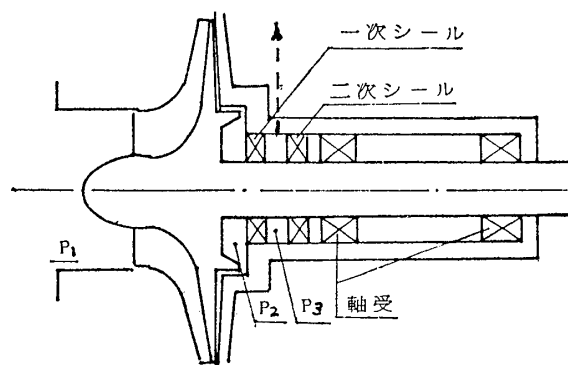


図-3 圧縮機の軸封装置

表-3 液化ガス用ポンプ

流体	機 械 名	型 式 数	流 量	入口温度	吐出水頭	入 力	回転数	翼車外径	軸 径
			m ³ /h	°C	m	kW	rpm		
LNG	カーゴ・ポンプ	遠心1段	1,040	-163	140	300	1,800	—	—
	燃料・ポンプ	遠心1段	1,300	-163	24	1	1,800	—	—
LH ₂	カーゴ・ポンプ	遠心1段	1,000	-253	140	40	3,500	337	35
	燃料・ポンプ	遠心1段	40	-253	140	3.0	3,500	258	15

(125,000 m³ タンカー)

ールやフローティングリングシールが使用され、普通その中間部に外部から、コンプレッサの作動ガス又は不活性ガスを P_2 よりやや高い圧力に調節して供給し (Buffer Gas), 圧縮機からの漏れを防止し, P_3 側に漏れたガスは外部に導いている。又このガスは二次シールや軸受が過冷却されぬように、あらかじめ加熱して供給することが多い。二次シールにはメカニカルシールやオイルフィルムシールが用いられ、これにはシール油が供給されて、シール作用と冷却作用を行わせている。このように、供給ガスの調圧、調温、シール油の調圧、調温が必要な上、 P_3 部分に漏れた油とガスの混合物からの油とガスの分離、回収などが必要で、複雑な構成となる。

2.3 液化ガス用ポンプとその問題点

ガス圧縮機の場合と同様に、タンク容量 125,000 m³ の LNG 船の例にならい、同容積の LH₂ 船の液体水素用ポンプの概略設計を行った、設計法はロケット用液体燃料ポンプの設計法⁹⁾を使用した。

その結果と LNG 船の実例とを 表-3 に示す。

これらのポンプはいずれも -163°C、-253°C の極低温で作動するため、圧縮機の場合と同様に、構成材料に注意する必要がある、又漏れを完全に防止しなければならないことも同様である。

液化ガスは飽和液であるため、わずかの負圧や加熱により気化するため、有効吸込水頭 (NPSH) を極力小さくしなければならず、そのためポンプをタンクの底に置くことが多く、配管もタンク上部からと規則で決められている。

LNG 船のカーゴポンプには 図-4 のようにディープウエル型 (深井戸型) とサブマージド型 (浸漬型) があるが、ディープウエル型はモータを上部甲板に置き、回転軸はメカニカルシールを通して船底のポンプに達するため、非常に長くなり、中間軸受、メカニカ

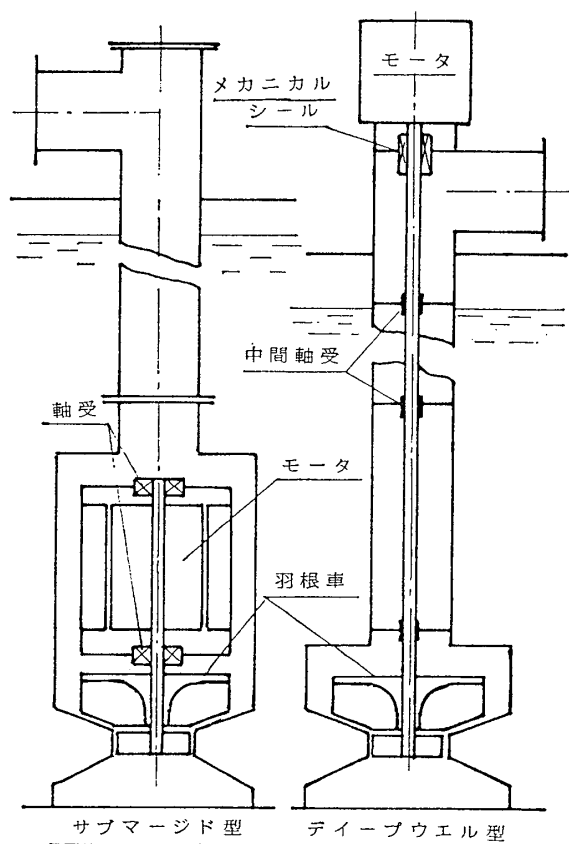


図-4 液化ガス用カーゴ・ポンプ

ルシールの事故が多く、LNG 船にはほとんど使用されていない。サブマージド型は、ポンプとモータが一体となった密閉型のポンプで、ポンプはもちろんモータの回転子、固定子、軸受等の全部品が LNG 中に浸るわけで、軸封装置は不要となり、液漏れは完全に防止できるが、軸受には特殊設計の球軸受が使用されており、保持器に自己潤滑性のある四ふっ化エチレン樹脂 (テフロン) が使用され LNG の潤滑能力の不足を補っている。表-1 のように LNG の粘性係数は 0.118 cP と非常に低く潤滑作用はほとんど望めず、軸受に

供給される LNG は主として冷却作用を受持っている。しかし、球軸受の寿命はせいぜい 1,000 時間位で、定期的の点検、整備が必要である。

液体水素を作動流体とする場合その粘性係数は 0.013 cP (0°C の空気が 0.017 cP) であり、その上水素により球軸受表面の酸化被膜がとれて、これによる潤滑作用がなくなるなど、軸受の使用条件はきびしく、ロケット用ポンプではせいぜい十数時間の試験が行われただけで、長寿命は望めない。

3. 極低温ガス圧縮機への非接触シールの応用

3.1 極低温ガス圧縮機の軸封装置の構成

圧縮機における軸受と軸封装置の配置は前述の図-3 になるが、これに非接触シールを使用して、前述の問題点を克服しようとした。この場合一次シールには非接触ガスシール (図-5A) を、二次シールには非接触液封シール (図-5B) 又は磁性流体シール (図-5C) の使用が考えられた。

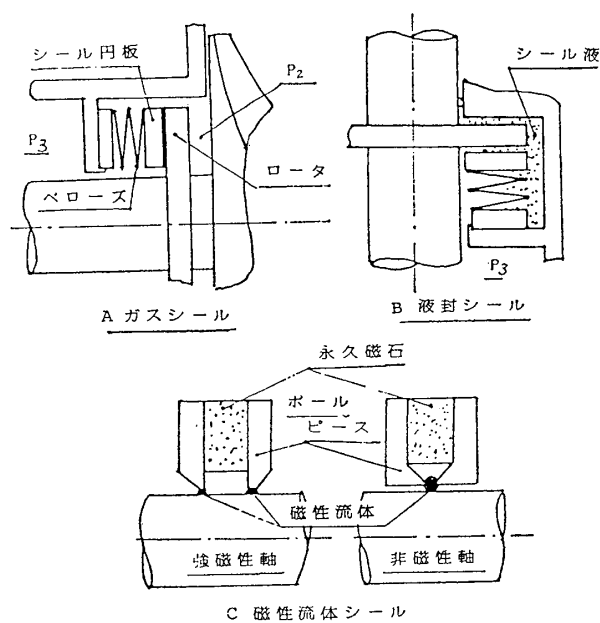


図-5 一次シール及び二次シール

3.2 内圧型非接触ガスシールの特性

この研究に使用した一次シールは、スパイラルグループ型非接触ガスシールで静圧、動圧複合型のガスシール⁶⁾であり、その作動原理は次のようになる。

まず回転円板が静止した状態では静圧式ガスシール⁷⁾の作用をするが、内側の圧力 P_i が外側の圧力 P_a より大きい場合、ステップ型静圧ガスシールでは図-6

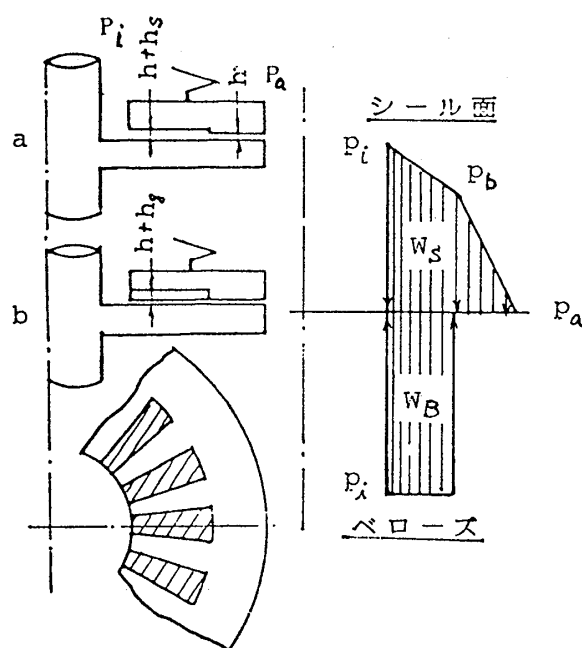


図-6 静圧型ガスシール

a のように内側に h_s だけ大きいすきまを設け、すきまの圧力傾斜の変化を利用して、シール面に図のような力 W_s を発生させ、ベローズに作用する力 W_B とつりあって一定すきまを保つものである。この内側のすきまの代りに 図-6b のように放射状の深さ h_g のみぞを設けても、同様の静圧効果を作ることができる。さらにこのみぞを 図-7 のようにスパイラル形にしても同様の静圧効果が得られ、回転円板が回転するとスパイラルみぞによる動圧効果が加わる。静止状態におけるスパイラル部分のガス流量は次式で表わされる。

$$G = \frac{\pi}{12\mu RT} (P_i^2 - P_b^2) h^3 \left\{ \left(\frac{r}{\ln r_b/r_i} \right) + \left(\frac{1}{2\pi} \cdot \frac{N \cdot b_g}{l} \right) \left(1 + \frac{h_g}{h} \right)^3 \right\} \quad (1)$$

外側 ($r_b \sim r_a$) のガス流量は、

$$G = \frac{\pi}{12\mu RT} (P_b^2 - P_a^2) h^3 \times \frac{1}{\ln \frac{r_a}{r_b}} \quad (2)$$

ただし、 μ =ガスの粘性係数、 T =ガス温度、 R =ガス常数、 h =すきま、 h_g =みぞの深さ、 $r = (b_i + b_g)/b_i$ 、 b_g =みぞの幅、 b_i =山の幅、 N =スパイラルみぞの数、 $P_i, P_b, P_a, r_i, r_b, r_a$ —図-7 参照。

この (1), (2) 式の G が等しいことから、 $h_g/h, P_i, P_a$ 、シール円板の寸法を与えると、 P_b が決まり、このときシール面に作用する力 W_s は、

$$W_s = \pi(r_b^2 - r_i^2)(P_a - P_b)$$

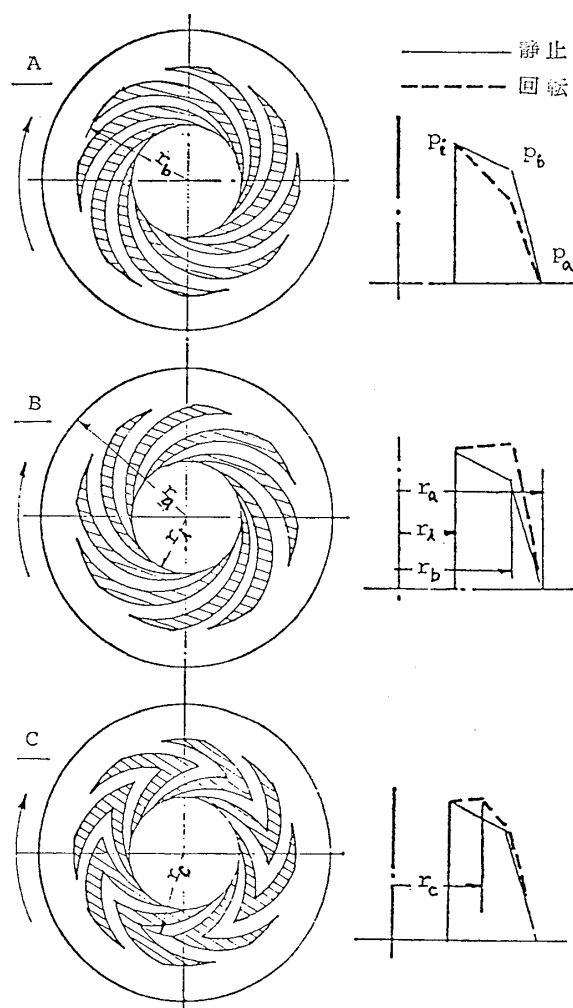


図-7 内圧型スパイラルグループ非接触シール

$$\begin{aligned}
 & +\pi(P_i-P_b)\left\{\frac{r_b^2-r_i^2}{2\ln\frac{r_b}{r_i}}-r_i^2\right\}\beta_1 \\
 & +\pi(P_b-P_a)\left\{\frac{r_a^2-r_b^2}{2\ln\frac{r_a}{r_b}}-r_b^2\right\}\beta_2 \quad (3)
 \end{aligned}$$

ただし、 β_1, β_2 はガスの圧縮性に関する補正係数、これにより、 $h_0/h, P_i, P_a$ が与えられれば W_s が求められる。一方ベローズに作用する力 W_B は

$$W_B = \pi \left\{ \frac{(D_1 + D_2)^2}{16} - r_i^2 \right\} (P_i - P_a) + F_B \quad (4)$$

ただし、 D_1 = ベローズ外径、 D_2 = ベローズ内径、 F_B = ベローズ弾性による力

このベローズの弾性による力は初期の取付状態でのベローズの変形による力であり、すきまの変化による F_B の変化は、ベローズのバネ定数がかなり小さいので無視することができる。

この W_s と W_B が等しい点を求めれば、シールの

(94)

つりあう h_0/h , したがって、すきま h が求められる。

スパイラルグループの形は 図-7 のように、内側へ圧力を上げようとする（ポンプイン型）A、外側へ圧力を上げる（ポンプアウト型）B、AとBを適当に組合せた（ヘリングボーン型）Cの三種類がある。

矢印の方向に回転円板が回ると、すきまが変化しないときの圧力分布の形は 図-7 の右の点線のように変化する。図中の細線は静止状態の圧力分布で3種類とも同形状であるが、回転円板の回転により、A型ではスパイラル部分の傾斜は大きくなり、シール面に作用する力は減少するため、すきまは減少してつりあいを保つ。B型では逆にシール面の力が増加し、すきまの大きいところでつりあう。C型では r_c の値により異なるが、AとBの間の特性が得られる。なおスパイラルグループの昇圧力 ΔP は次式で求められる。

$$\Delta P = 3\mu\omega(r_b^2 - r_i^2)\bar{G}/h^2 \quad (5)$$

ただし、 μ = 作動流体の粘性係数、 ω = 回転角速度、 $\bar{G}$ = スパイラルグループの形状により定まる定数。

今、 $r_a = 40$ mm, $r_b = 35$ mm, $r_i = 20$ mm, $r_c = 28$ mm 静止時の $h = 12$ μ m, $P_i = 2.03$ kgf/cm², $P_a = 1.03$ kgf/cm² のときの回転特性を計算してみると、すきま h の変化は 図-8 のようになった。前に述べた通り、A型は急激にすきまが減少しているが、B型では逆にすきまは増加し、C型はBに近い傾向を示している。次にシール面のガス圧による力のバネ剛性 K を求めたのが 図-9 である。A型は 166 s⁻¹ 附近で K が 0 となり回

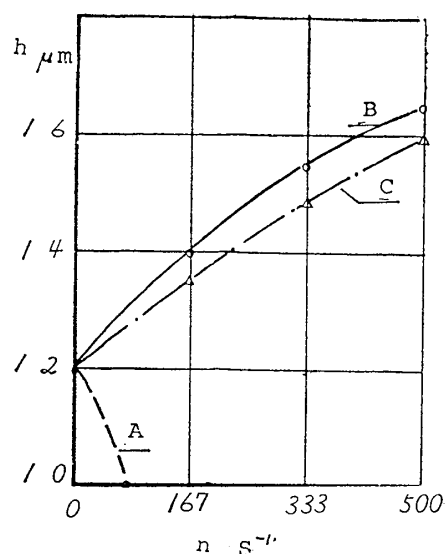


図-8 内圧型非接触ガスシールの回転によるすきまの変化

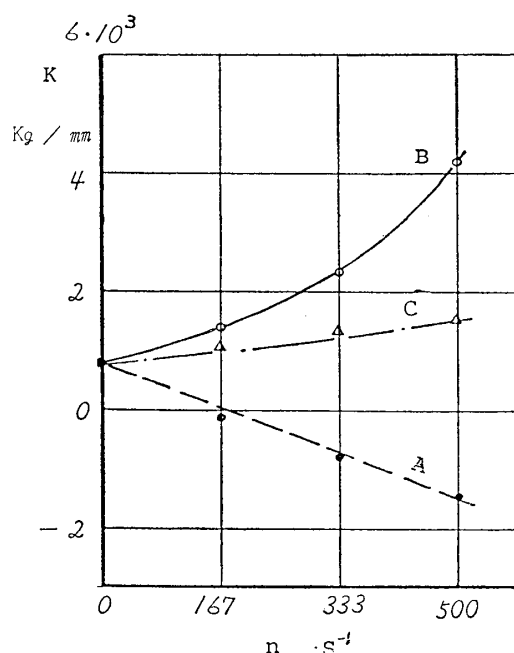


図-9 内圧型非接触ガスシールの回転による剛性の変化

転不能となることがわかる。B型は回転数の上昇とともに K が大きくなり、高速安定性の良いことがわかる。又 C 型は K の増加はあまり大きくなかった。

3.3 内圧型非接触ガスシールの室温における実験

図-7B のポンプアウト型スパイラルグルーブガスシールの特性を実験により求めた。

実験装置は図-10 のように立て軸型で、後に述べる極低温軸封試験装置の低温室の部分を取除いて、ベローズとシールを取付けたものである。回転軸は球軸受で支持され、上部に取付けた高速モータで駆動される。モータはハンドグラインダ用の物で最高 30,000 rpm, 750 W である。電源は DC 0~100 Volt で電圧を加減して速度調節を行った。又球軸受は圧縮空気による油の噴霧により潤滑、冷却されている。シール面

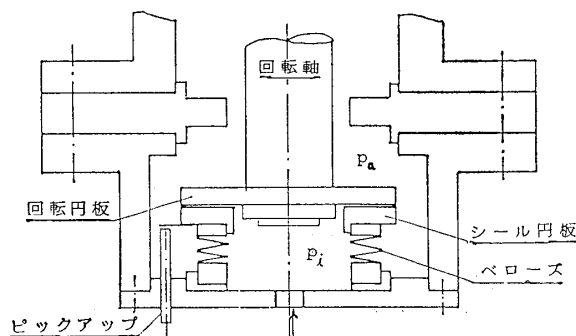


図-10 内圧型ガスシールの実験装置

を流れる空気は矢印の所から P_i の圧力で入り、外側に流出する。この漏れガスの流量は毛細管流量計（内径 0.5 mm, 長さ 250 mm の銅管を 20 本たばねたもの）により測定した。又シール円板の振動を測定するため、円板にアルミ板を接着し、それに近接してピックアップを取付けた。このピックアップは渦電流効果を利用したもので非接触で 1μ 程度の振幅も測定できるものである。

又シール円板と回転円板のすきま h は、ベローズを試験器本体から絶縁して取付け、シール円板と回転円板の間の静電容量 C を LCR メータにより測定し、次式によりすきまを決定した。

$$C = 0.0885K \left(\frac{A_i}{h} + \frac{A_g}{h + h_g} \right) \quad (6)$$

ただし、 A_i = 山の部分の面積 cm^2 , A_g = みぞの面積 cm^2 , h = すきま cm , h_g = みぞの深さ cm , K = 誘電率 (Air, N_2 , H_2 は $K=1.0$) $C=pF$

シール円板の寸法は、 $r_a=29$ mm, $r_b=25$ mm, $r_i=15$ mm の純銅製で、スパイラルみぞの深さは $34 \mu m$ である。ベローズはステンレスの溶接ダイヤフラムベローズを使用した、ベローズ外径 60 mm, 内径 40 mm, 板厚 0.15 mm である。

シール円板と回転円板の材質は、メカニカルシールのように接触するものでは硬質材料の組合せにするが、非接触シールの場合は、スパイラルグルーブの腐食加工のしやすさとシール面の摩擦熱による変形の少ないものを選ぶ必要がある。シール円板の変形は他の条件が等しければ (α/k) に比例する⁸⁾ (α = 熱膨張係数, k = 熱伝導率)。そこで極低温における強度の安定している材料について、 α , k , α/k を求めたのが表-4 である。銅はかなりすぐれた性質を示し、特に低温において良い値である。アルミニウムは銅に次ぎ、低温強度の大きいステンレスは k が小さいため α/k は大きい値となっている。グラファイトは室温では良い値を示すが低温ではそれほどでもない。テフロンは極低温でよく使用される材料であるが、 α/k は非常に大きい値となる。本実験では、銅が腐食加工しやすく、腐食面も良好であったのでシール円板には主として純銅を使用し、回転円板には回転による応力を考慮してアルミニウムを使用した。

シール円板のスパイラルみぞは、曲線を円弧で近似し、腐食させない部分にラッカーを塗った上、銅の場合は塩化第 2 鉄の 25% 水溶液で腐食させ、液温と腐食時間を調節して希望の深さを得た。みぞの深さは先

表-4 シール用材質の比較

$T^{\circ}\text{K}$	273°K			80°K			40°K		
材 質	α	k	α/k	α	k	α/k	α	k	α/k
銅 (99.95%)	20	3,850	5.2×10^{-3}	9.2	5,900	1.6×10^{-3}	2.8	10,500	0.27×10^{-3}
Al (99. %)	23	2,380	9.7×10^{-3}	8.5	2,500	3.4×10^{-3}	2.8	2,700	1.0×10^{-3}
ステンレス	16	151	106×10^{-3}	6.8	80	85×10^{-3}	0.1	46	2.2×10^{-3}
グラファイト	0.6	1,700	0.35×10^{-3}	0.45	470	0.96×10^{-3}	0.2	105	1.9×10^{-3}
テフロン	100	2.5	40	52	2.3	23	37	20	19

α =熱膨張係数 $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ k =熱伝導率 $\text{mW}/\text{cm}^{\circ}\text{C}$

端が直径 0.5 mm の球状の探子の動きを渦電流効果を利用したピックアップを用いて測定し、半径方向 4 ケ所のみぞ断面の形状、寸法を求めてその平均値を h_g とした。

まず回転円板を静止した状態で空気を供給したときの、 $(P_i - P_a)$ とすきま h と漏れ量 G_l の関係は図-11 のようになり、低い圧力でもよく浮き上り安定している。図中の鎖線は計算値であり、すきまの値はよく一致しているが、漏れ量の実験値はやや大きい値を示している。これは両円板が完全な平面でなく、そりやうねりがあるためと考えられる。

このシールをベローズ内外圧の差 $(P_i - P_a)$ を 0.25, 0.50, 0.75 kgf/cm^2 に保って、回転数 $n \text{ s}^{-1}$ (rps) を上昇したときの、漏れ量 G_l , すきま h , シール円板

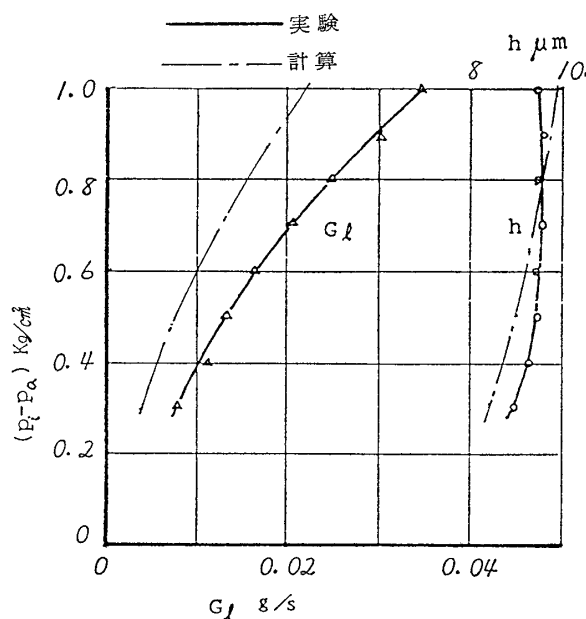


図-11 内圧型非接触ガスシールの静特性

の振幅を計測した結果は図-12 のようになった。すきま h はいずれの場合も回転数 n の上昇とともに増加し、それに応じて漏れ量 G_l も増えている。シール円板の振幅は低回転ではほぼ一定の値を保っているが、これは回転円板に固有のふれがあるため、シール円板がこれに追随しているためである。 n がさらに上昇すると、ある回転数で振幅が急激に大きくなり回転円板と転触しはじめる。この点では G_l も急に増加している。この限界の回転数はシール面に作用する力のバネ剛性とシール円板の慣性モーメントで決まる共振点⁹⁾

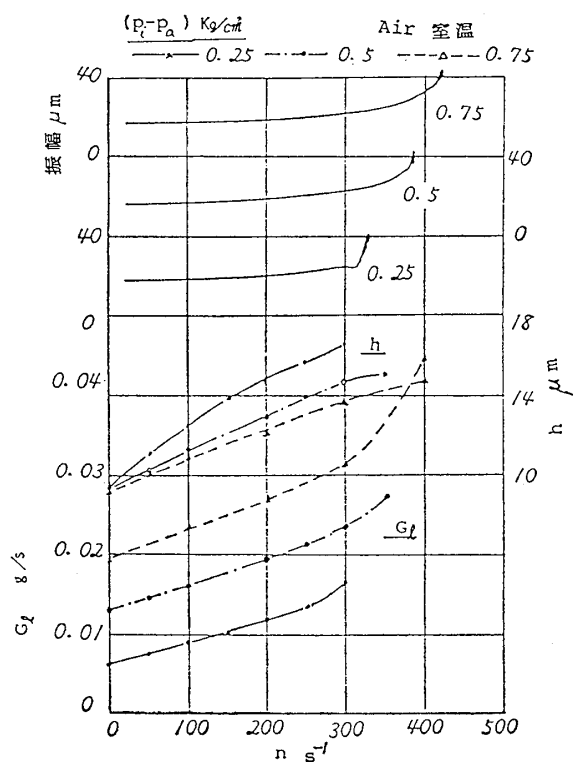


図-12 内圧型非接触ガスシールの動特性

で, $(P_i - P_a)$ が大きくなれば高い回転数に移動している。

$$\omega_o^2 = \frac{1}{I_T} \cdot \frac{D_m^2}{8} \cdot \frac{\partial W}{\partial h} \quad (7)$$

ただし, $D_m = r_i + r_a$, I_T = シール円板の直径軸に対する慣性モーメント, $\partial W / \partial h$ = シール面の軸方向のバネ剛性 ($=K$), ω_o = 角速度 rad/s.

この実験のように低い圧力差の場合には, この限界回転数が問題になるが, シール円板の材質を軽いものにするとか, シール面の形状を変えることにより, これより高い回転数も可能である。

3.4 外圧型非接触ガスシールの室温における実験

このシールは図-13のように, シール円板, ベロー

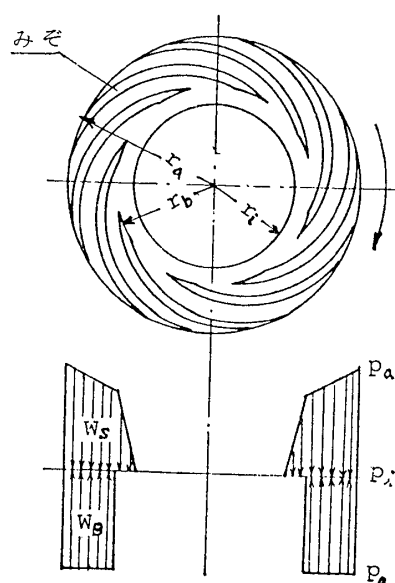


図-13 外圧型非接触ガスシール

ズの外側の圧力が高い場合で, ガスは外周から内へ流れ, スパイラルみぞは外側につける。そのときの圧力分布は図-13の下図のような形となり, シール面に作用する力 W_s がベローズの力 W_B とつりあって一定のすきまを保つもので, 理論的な考え方は内圧型と同じである。

実験装置は図-14のように図-10のものを外圧型にしたものであるが, この実験ではシール円板の振動の計測がピックアップの寸法不足のため不可能であった。シール円板は $r_a = 31$ mm, $r_b = 26$ mm, $r_i = 22.5$ mm, $h_g = 35$ μ m の純銅製で, ベローズの平均直径は 50 mm である。

このシールの動特性は図-15のようになった。実験の条件は, 内圧型と等しくした。すきま h と漏れ量

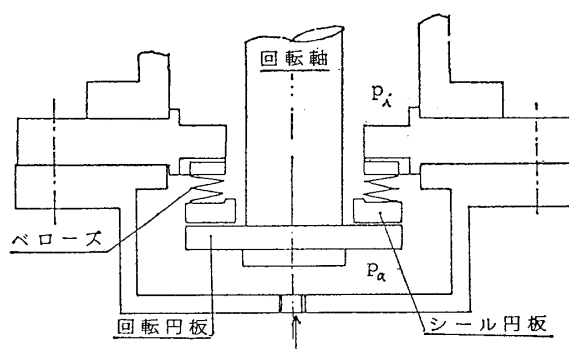


図-14 外圧型ガスシールの実験装置

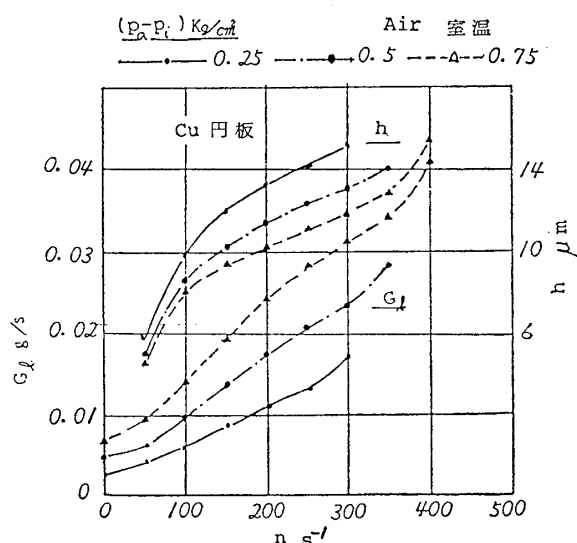


図-15 外圧型非接触ガスシール(銅円板)の動特性

G_L の変化は内圧型のとき(図-12)とよく似た傾向を示し, 限界回転数もほぼ等しい値を示している。又静特性はすきま h が小さすぎて静電容量計の指示が不安定で計測できなかったが, 50 s^{-1} 程度回転すると安定して計測可能となった。

シール円板の寸法が上記の実験のものと同しく, 材質を純銅から純アルミニウムに変更して, 15°C の窒素ガスで実験した結果が図-16である。アルミニウムの腐食には, 塩化カルシウムの飽和水溶液に 10% の塩酸を加えた液を使用した。シール円板の材質の比重が 8.93 から 2.69 になったためシール円板の慣性モーメントは 1/3.3 になったが, ベローズ端面のリング(ステンレス)がこれに加わるため, ω_o の上昇は 1.6 倍位と考えられた。実験結果はほぼ予期した通りとなり, 0.25 kgf/cm^2 でも 500 s^{-1} まで回転できたが, 振動発生の前兆が認められた, それ以上の圧力では問題なく安定した結果が得られた。

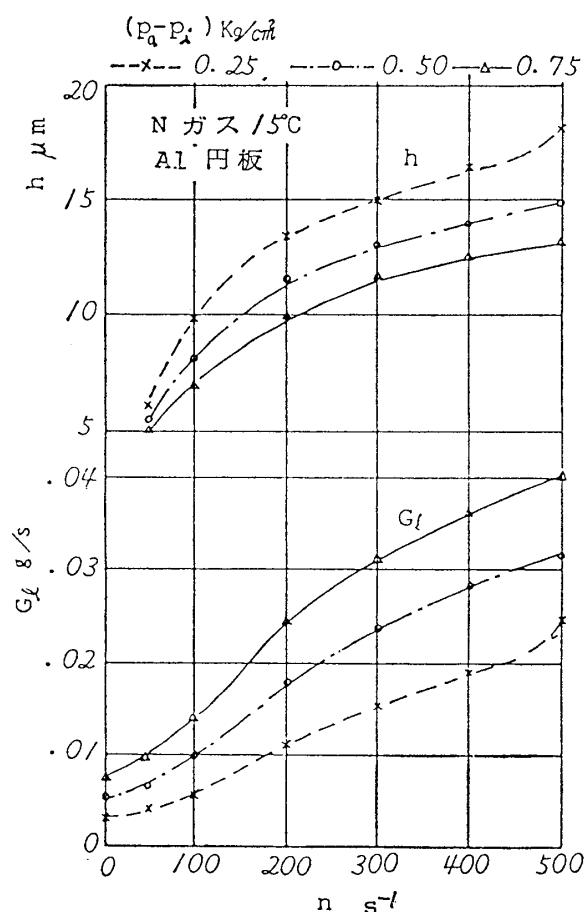


図-16 外圧型非接触ガスシール (Al 円板) の動特性

3.5 非接触型液封シールの実験

この実験に使用したシールは、前に報告した、“非接触ガスシールの研究”⁷⁾のスパイラルグループ型シールの作動流体を液体にしたときに相当するもので、その原理は図-17のように、スパイラル形のみぞを表面に持つシール円板はベローズで支持されて回転円板と相対し、静止状態では内圧により押付けられガスが外部へ漏れぬようになっている。ガスは P_s の圧力でベローズ内部にあり、外側には軸封用の液体が P_a の圧力で充満している。円板が矢印の方向に回転すると液はスパイラルみぞにそって内側に昇圧され P_s に達して液とガスの境界面を作る。そのときシール面に作用する力 W_s とベローズに作用する力 W_B がつりあって両円板は一定のすきまを保つ。このときの圧力上昇 $\Delta P = (P_s - P_a)$ は式 (5) のようになり、このシールの場合、 μ にシール液の粘性係数、 r_b にガスと液の境界面の半径を使用すればよい。このときシール面に作用する力 W_s は (8) のようになる。

(98)

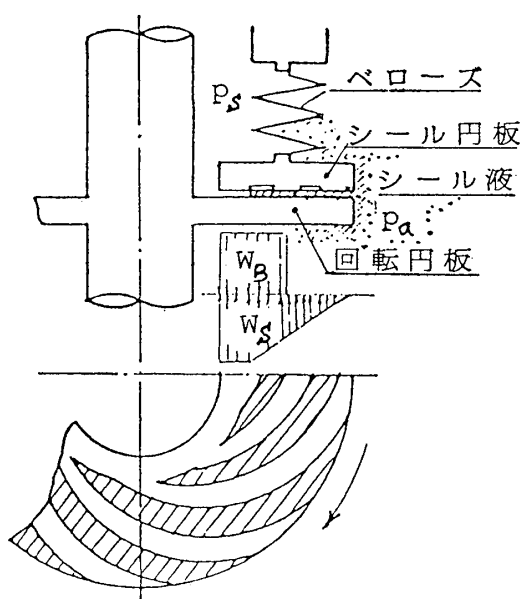


図-17 スパイラルグループ液封シール

$$W_s = \pi(P_s - P_a) \left\{ \frac{\pi}{2} (r_a^2 + r_b^2) - r_i^2 \right\} \quad (8)$$

ベローズに作用する力 W_B は式 (4) で示され、 $F_B = 0$ のとき、次の関係が得られる。

$$r_a^2 + r_b^2 = (D_1 + D_2)^2 / 8 \quad (9)$$

実験装置は図-18のような構造で、ガスは下の孔から供給され、回転軸は上方から高速モータで駆動される。シール円板の振動を計測するため、内圧型非接触ガスシールの実験と同様に渦電流効果を利用した非接触型のピックアップを使用した。すきまはシール円板を絶縁して両円板の間の静電容量から求めた。

使用したシール円板は外径 46 mm、内径 26 mm、

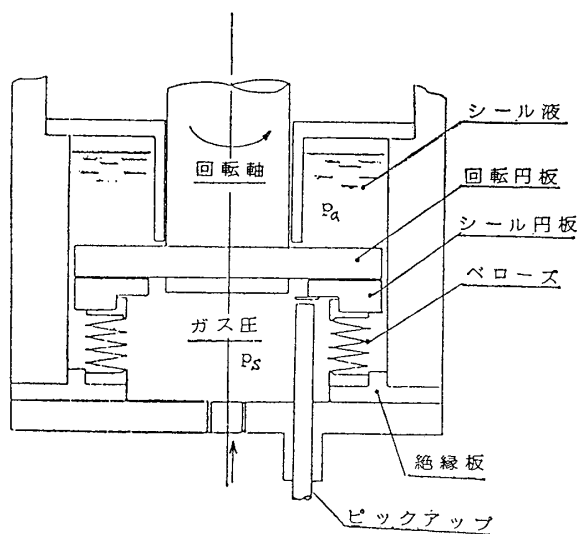


図-18 液封シール実験装置

みぞの深さ $35\text{ }\mu\text{m}$ の純銅製で、ステンレスのベローズに支持されている。ベローズの平均直径は 39.5 mm であった。シール液は高速回転するため、低粘度のものを灯油を使用した (15°C で 2 cP)。

ベローズ内側に空気を送り、 $(P_s - P_a)$ を $0.5, 1.0, 1.5\text{ kgf/cm}^2$ に保ち、回転数を上げ、そのときのすきま h 、漏れ量 G_l 、シール円板の振幅を計測したものが図-19である。 $(P_s - P_a) = 0.5\text{ kgf/cm}^2$ のとき、 300

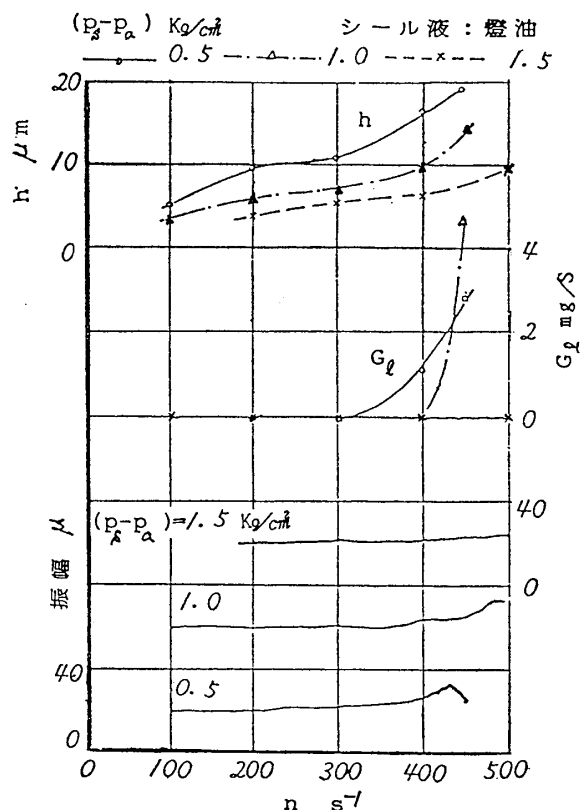


図-19 液封シールの性能

s^{-1} まで安定した状態で、すきまは回転数の上昇とともに大きくなっているが、漏れ量は零で、シール円板は回転円板によく追従している。しかし 300 s^{-1} 以上になるとすきまとシール円板の振幅が次第に大きくなり、漏れが始まり、 420 s^{-1} で両円板は接触する。 1.0 kgf/cm^2 では 400 s^{-1} で漏れ始める。 1.5 kgf/cm^2 では 500 s^{-1} まで安定しており漏れも無かった。

この不安定はシール液に作用する遠心力がスパイラルグループの発生圧力を上回ったためと考えられ、計算で求めた回転数とよく一致した。

この液封シールを極低温ガス圧縮機の二次シールとして使用する場合、漏れも無く耐圧力も大きいので、シール液にメタノール、エチレングリコールなど凍結点の低いものを使用すれば良いと考えられるが、ただ

このシールは起動、停止の際、少量の液が内部に漏れることがあり、 -230°C あるいは -140°C の極低温では漏れた液が一次シール附近で凍結して故障の原因となることも考えられるので、漏れ液が絶対に一次シールに行かないような構造と漏水液回収装置が必要となる。

3.6 磁性流体シールの特性

磁性流体 (Magnetic Fluid, Ferrofluid) とは $100\text{ }\text{\AA}$ (10^{-8} m) 程度の微粒子の酸化鉄 (Fe_3O_4) に種々の界面活性剤を添加して、水、炭化水素、エステル、ダイエステル等の溶媒中に安定に分散させたもので、流動性と強磁性体の特性と両方の性質を持っている。

これに関する研究は 1965 年ごろから NASA で開始され、現在では多くの研究論文があり、その利用法も各種のシール、潤滑、比重選別等多方面にわたっている。

軸シールとして使用する場合は、図-5・C のように、強磁性軸を使用する場合と、非磁性の場合があるが、後者は耐え得る圧力差が小さいため、強磁性軸を使用する場合が多く、その構造は図-20 のように永久磁石

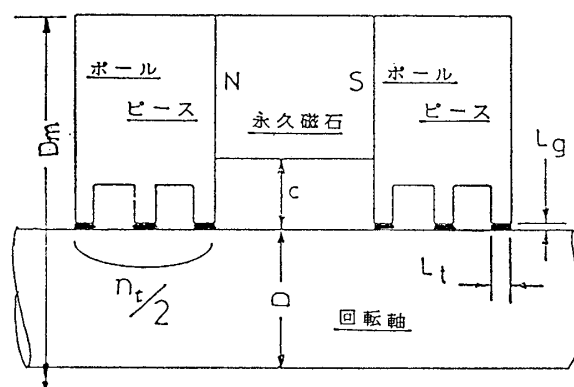


図-20 磁性流体シール

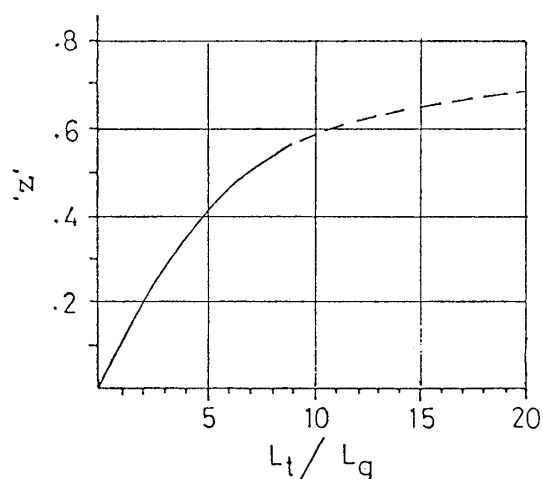
の両側に軟鉄のポールピースを付け、各ポールピースには必要な圧力差に応じた段数の磁性流体を保持するリングがある。このとき保持できる圧力差 ΔP (kPa)* は次式で与えられる¹⁰⁾。

$$\Delta P = 7.96 Z M_s B_g n_T \times 10^{-6} \quad (10)$$

ただし、 M_s = 磁性流体の飽和磁化 (Gs)*, B_g = すきまの磁場 (Oe)*, n_T = シール段数, Z = 有効係数 Z は実験的に求められ図-21 のような値をとる。

磁場の強さ B_g はまず磁石のパーミアンス係数 (B_a/H_a) を次式で求める。

$$\begin{aligned} * 1\text{ kg}\cdot\text{f/cm}^2 &= 98\text{ kPa} & 1\text{ Gs} &= 10^{-4}\text{ T} \\ 1\text{ Oe} &= (1000/4\pi)\text{ A/m} \end{aligned}$$

図-21 有効係数 Z

$$B_a/H_a = (L_m/2L_g)(A_g/A_m)(f/r) \quad (11)$$

ただし、 L_g =すきま、 L_m =磁石の厚さ、 A_m =磁石の面積 $=\pi\{D_m^2-(D+2c)^2\}$ 、 A_g =すきまの面積 $=n_t\pi DL_t/2$ 、 f =磁気抵抗係数、 r =漏洩係数、 B_a =磁束密度 (Gs)、 H_a =磁化力 (Oe)、磁性流体シールでは $r=1.5$ 、 $f=3$ が適当とされている。この B_a/H_a を用いて磁石の減磁曲線上に作動点を求める。(図-22) この B_a を用いて次式により B_g を計算する。

$$B_g = B_a(A_m/A_g)(1/f) \quad (12)$$

又損失馬力 L (W) は次式で求められる

$$L = (L_t/L_g)D^3N^2n_t\mu \times 8.6 \times 10^{-12} \quad (13)$$

N =rpm、 μ =磁性流体の粘性係数 cP、

L_t 、 L_g 、 D 、 n_t —図-21

又磁性流体の蒸発のため有効寿命が心配されるが、図-23 のように 20°C のダイエステルで 10^{-8} Pa と低

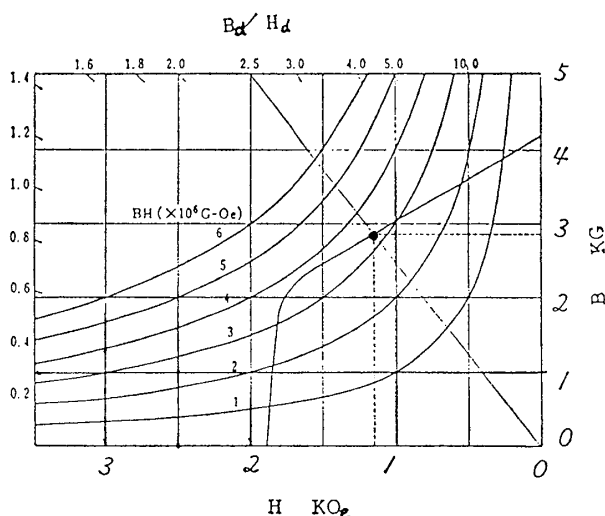


図-22 フェライト磁石の減磁曲線 (例)

(100)

い値であり、さらに低温になると急激に低くなっており、ダイエステルベースのものを高真空中に使用したとき、露出面積当りの損失量は 90°C で $0.035 \text{ cc/cm}^2/\text{year}$ と云う値が出されており¹⁰⁾、1~5 年無事故の例もあるので、相当長時間無補給で使用できるものと考えられる。

次に磁性流体シールの試験装置を図-24 に示す。これは前の実験と同様に極低温軸封試験装置を利用し、二次シール取付部に磁性流体シールを取付けた。

永久磁石は外径 60 mm、内径 31 mm、厚さ 7 mm のダイナミックスピーカー用のフェライト磁石を利用した。又ポールピースの形状は、比較的低压で使用されるのと、摩擦損失を少なくするため各 1 段で $L_t=2 \text{ mm}$ 、 $L_g=0.2 \text{ mm}$ 、 $D=26 \text{ mm}$ のものを使用した。

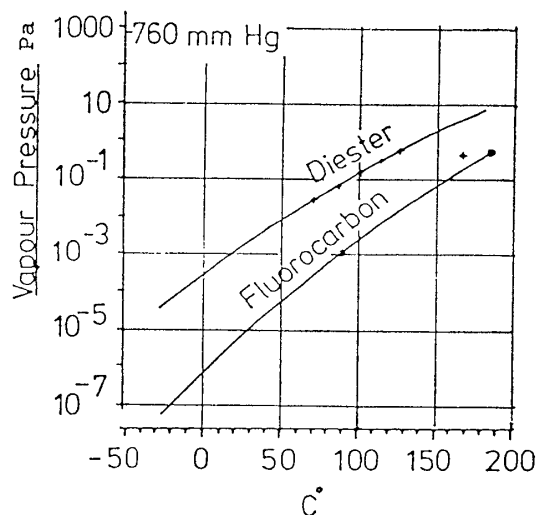


図-23 磁性流体の蒸気圧

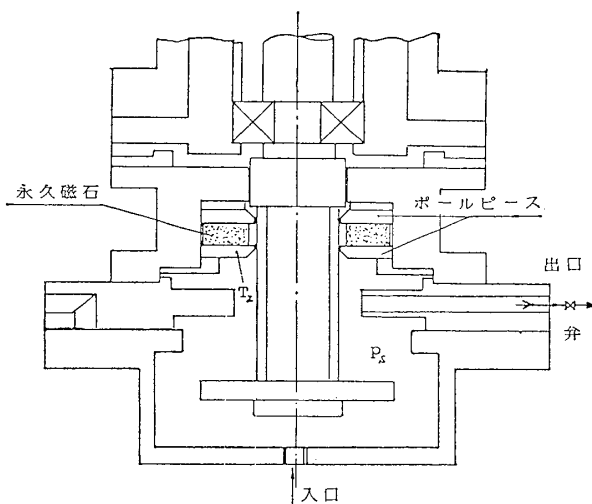


図-24 磁性流体シールの実験装置

磁性流体には Ferrofluidic 社の D04 を使用した。これはダイエステルベースのもので飽和磁化 450 ガウス、流動点 -37°C である。

実験は、まず静止状態で出口の弁をわずかに開け、流入ガス流量を外圧型ガスシールの実験のときの値に合わせ、流入ガス温度はシール温度が高速回転で上がりすぎないように -50°C に保って圧力を加えてシールの磁性流体が吹き飛ばされる圧力 (Burst Pressure) ΔP を求め、さらに回転数を上げて、各回転数における ΔP を求めたのが 図-25 である。200 s^{-1} 位まではほぼ一定であるが、それ以上では次第に減少して 500 s^{-1} では静止時の値の 73% に下がっている。なおバーストするまでのガス漏れは全然認められなかった。静止時の ΔP は 図-21 の有効係数 K を使用して式 (10) で求めた値とほぼ一致している。又この ΔP を大きくしたいときは段数 n_i を増し、それに応じて磁石寸法を大きくすればよい。

このバースト圧は、一度加圧によりバーストしてしまうと、圧力を下げて再び加圧しても約 1/2 の圧力でバーストし 1 段しか作用しなくなる。本実験の測定点は 1 回づつ磁性流体を補充して求めた値である。

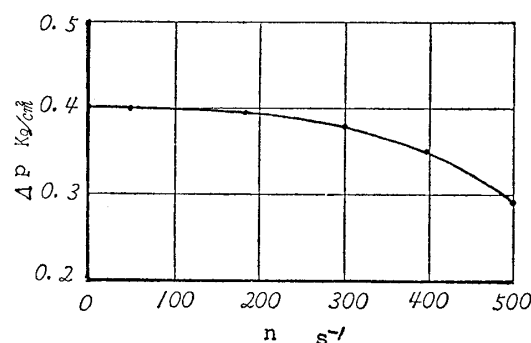


図-25 磁性流体シールの耐圧力

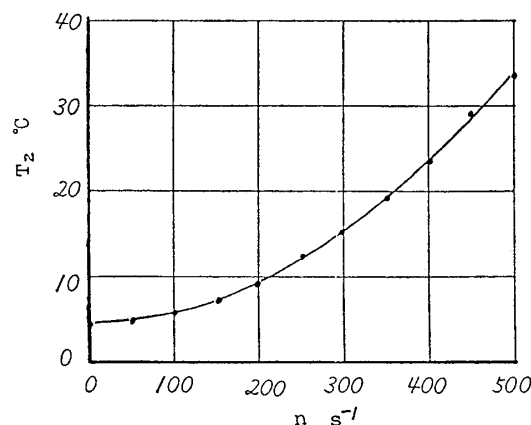


図-26 磁性流体シールの温度上昇

次に回転数とボールピースの温度の関係を求めたのが 図-26 で、静止状態では 5°C であったが、回転数の上昇とともに急激に上って 500 s^{-1} では 35°C になっている。このときの摩擦損失は約 20 W である。

このように磁性流体シールは比較的低圧のガスシールに有効であるが、欠点は使用温度の上限が約 $60^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$ 、下限が $-35^{\circ}\text{C} \sim -50^{\circ}\text{C}$ であることである。

極低温ガス圧縮機の二次シールとして使用する場合この範囲内にすることは容易である。

3.7 極低温ガスシールの実験

以上に述べた各シールをボイルオフガス圧縮機に使用する場合の組合せを考えると、最高 500 s^{-1} まで安定した性能を得るには、内圧型非接触ガスシールは、図-3 のような構成の場合、 $P_3 > P_2$ にて使用するが、 P_2 はボイルオフガス圧縮機で $1.08 \sim 1.28 \text{ kgf/cm}^2$ 、燃料ガス圧縮機では 2.03 kgf/cm^2 位であるから、 P_3 は前者では 2.03 kgf/cm^2 、後者では 2.78 kgf/cm^2 以上必要となり、二次シールに液封シールを使用すれば可能となるが、液封シールは起動、停止時の液漏れ対策が必要となり、複雑な構造となる。

外圧型非接触ガスシールでは $P_3 < P_2$ で使用するの、ボイルオフガス圧縮機では P_3 を大気圧にしても圧力差は $0.05 \sim 0.25 \text{ kgf/cm}^2$ で 500 s^{-1} は無理であろう。燃料ガス圧縮機の場合は差圧が 1 kgf/cm^2 位で、安定した性能が得られると考えられる。

以上の考察から次のような組合せが適当と考えられる。

- A. シールの圧力差の大きい燃料用ガス圧縮機では、一次シールに外圧型非接触ガスシール、二次シールに磁性流体シールを使用する。
- B. シールの圧力差の小さいボイルオフガス圧縮機では、一次シールにラビリンスシール、二次シールに磁性流体シールを使用する。

Bの一次シールは通常差圧のない状態で使用し、低温ガスは外部へ逃がさないが、二次シールの温度が低くなりすぎるときは、外部（圧縮機出口）から P_2 よりわずかに高い圧力で適当な温度のガスを供給し翼車の方へ逆流させる。そのため一次シールに、他のシールに比べて漏れ量が多いラビリンスシールを使用しても、漏れ量は零もしくは微量にでき、その高速で安定した利点を発揮できる。

実験装置は 図-27 に示すように、発泡プラスチックで断熱された低温室に外部から液体窒素により冷却された水素ガス又は窒素ガスを供給し、一次シールから

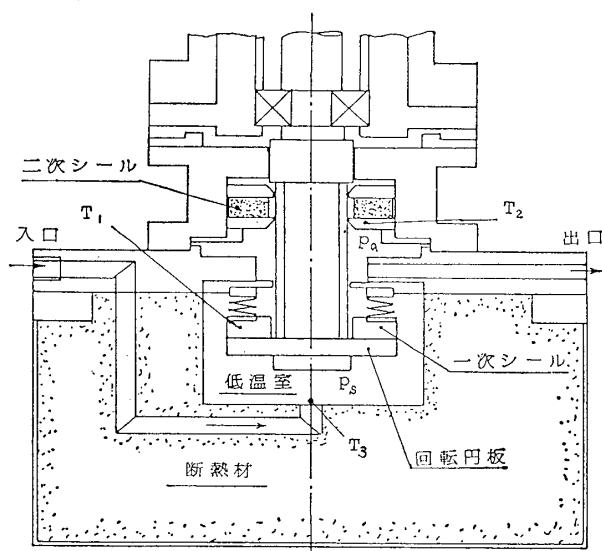


図-27 極低温軸封試験装置

漏れたガスは外部へ導かれ水槽で熱交換してほぼ室温とし、毛细管流量計で漏れ量を測定する。一次シールには外圧型非接触ガスシール（アルミ円板）を、二次シールには二段の磁性流体シールを使用した。一次シールは図-16の実験に使用したもの、二次シールは図-24の実験に使用したものである。

ガスの供給温度は図-27の T_3 部分で最低 -144°C ～ -138°C にすることができたが、このときの一次シ

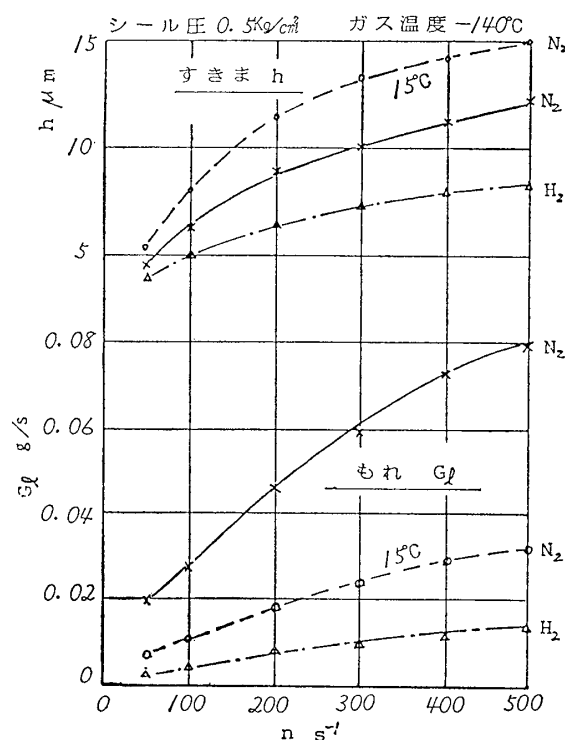


図-28 外圧型非接触ガスシールの低温特性

(102)

ールの性能は図-28のようになった。シール圧は $(P_s - P_a) = 0.5 \text{ kgf/cm}^2$ の場合で、 15°C の窒素ガスの実験値も点線で記入してある。窒素ガス、水素ガス共に -140°C で安定した運転性能が得られたが、漏れ量の変化は -140°C の窒素ガスは 15°C の場合よりも大きく変化しているが、すきまの変化は 15°C より小さい。これはガスの粘性係数の低下 $(0.0173 \text{ cP} \rightarrow 0.0088 \text{ cP})$ による容積流量の増加とガス密度の増加 $(1.74 \text{ kg/m}^3 \rightarrow 3.85 \text{ kg/m}^3)$ とすきまの増加によるものと考えられる。 -140°C の水素ガスの場合すきまの変化は 15°C の窒素ガスより少く、漏れ量も少くなっている。水素ガスは密度が小さいので G_f は低く出ているが容積流量にすると、粘性係数が小さいため窒素ガスより大きい値となる。

この実験での一次シールの温度 T_1 、二次シールの温度 T_2 は図-29のようになった。一次シールの温度

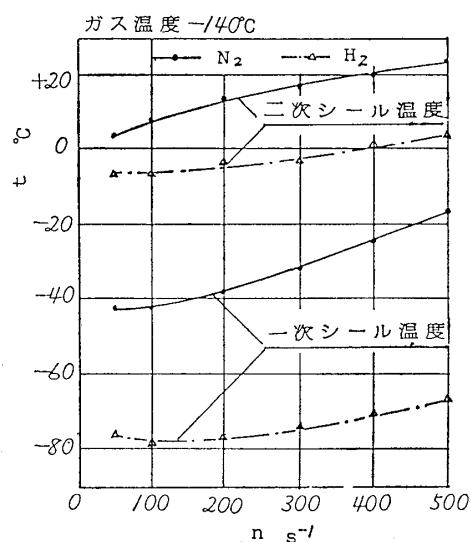


図-29 一次シール、二次シールの温度変化

はガス温度より高い値を示すが、シール面を流れるガス流量が少ないため、ベローズを通して外部から伝わる熱によりシール円板およびすきまのガスが加熱されるためと考えられ、水素ガスの方が窒素ガスより低いのは、水素ガスの比熱 $(C_p = 3.0)$ が窒素ガスの比熱 $(C_p = 0.24)$ に比べると非常に大きいため、すきまを流れるガスの熱容量 $(C_p \times G_f)$ を比較すると水素が窒素の2倍となり静止状態でも大きい温度差を示している原因と考えられる。回転数が上昇すると一次シールの温度は上昇するが、水素の方が粘性係数が低いため摩擦熱も小さく、したがって温度上昇も少ない。

二次シールの温度も同様の傾向を示すが、いずれの

場合も磁性流体の使用限度 (-37°C) より高く、ガス温度がさらに下って LH_2 のボイルオフガス温度 (-253°C) でも、二次シールの温度は -20°C 位であろうと考えられるので、特別の加熱、断熱は必要ないと考えられる。

4. 液化ガスポンプへの非接触液封シールの応用

4.1 非接触型液封シールの液体窒素による実験

液化ガス用ポンプの一次シールとして、3.5 に述べたスパイラルグループ型液封シール (図-17) を使用することを考えた。この場合シール円板の外側には液化ガスが P_a の圧力で充満し、ペローズの内側には、この液体から蒸発したガスが P_a よりやや高い圧力 P_s に保たれている。静止時には $(P_s - P_a)$ によるペローズの力でシール円板は回転円板に押付けられガスは外部に漏れない。回転円板が矢印の方に回転すると外側の液はスパイラルみぞにより内側に昇圧され P_b に達し液とガスの境界面を作る。回転摩擦熱により蒸発したガスは $(P_b - P_s)$ の圧力差で内部に漏れる。この点が普通の液封シールと異なる点で圧力分布は図-30 のようになる。

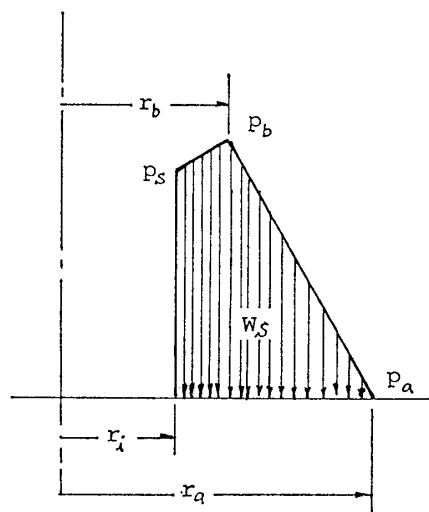


図-30 液化ガス用液封シールの圧力分布

スパイラルグループの圧力上昇は (5) 式と同様である。スパイラルグループの摩擦による発生熱量 Q_f (kcal/s) は次式で求められる¹¹⁾。

$$Q_f = \frac{L_f}{427} = \frac{\pi \mu \omega^2 (r_a^4 - r_b^4)}{2h \times 427} \cdot \frac{X+Y}{Y(X+1)} \quad (14)$$

ただし、 $X = b_g/b_i$ 、 b_g =みぞの幅、 b_i =山の幅

$Y = (h_g + h)/h$ 、 h_g =みぞの深さ、 h =すきま

したがって内部へもれるガス量 G_l (kg/s)

$$G_l = Q_f / Q_v \quad (15)$$

ただし、 Q_v =液化ガスの気化熱 kcal/kg

このときの $(P_b - P_i)$ は次式により求める。

$$G_l = \pi (P_b^2 - P_i^2) h^3 / 12 \mu_g R T \times \ln r_b / r_i \quad (16)$$

シール面に作用する力 W_s は次式のようになる。

$$W_s = \frac{\pi}{2} (r_a^2 + r_b^2) (P_b - P_a) - \frac{\pi}{2} (r_b^2 - r_i^2) (P_b - P_i) / \ln r_b / r_i \quad (17)$$

これらの式によりシール面の設計を行った。

実験は極低温軸封試験装置 (図-27) の低温室に液体窒素を充満し、一次シールに上記のシールを取付け、二次シールは磁性流体シールを使用した。

シール円板は、 $r_a = 30$ mm、 $r_b = 18$ mm、 $r_i = 15$ mm の純銅製で $h_g = 44$ μm 、 $b_g/b_i = 1$ であり、ペローズは平均直径 50 mm である。

$\Delta P = (P_s - P_a)$ を 0.1 kgf/cm² に保ち回転数を上げたときの、漏れガス量 G_l 、すきま h 、二次シールの温度変化は図-31 のようになった。回転数はポンプ回転数が 3,500 rpm 程度であるため、100 s⁻¹ まで実施した。ガス漏れ量 G_l は回転数の上昇とともに増加し、すきま h も同様であるが、この値は前述の式から求めた値とよく一致している。この回転数範囲では振動、接触は認められず安定した性能を示している。

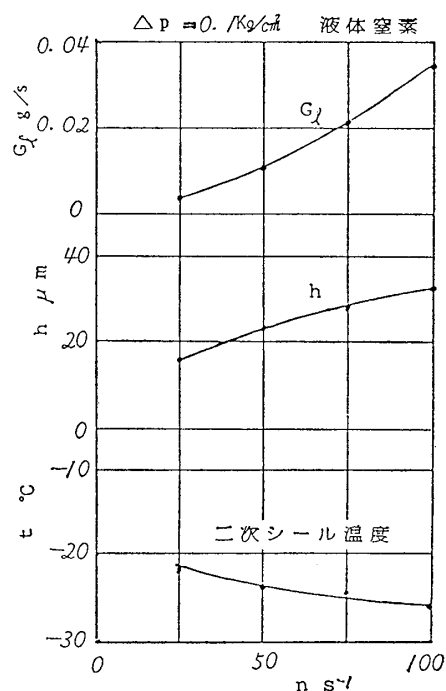


図-31 液化ガス用液封シールの特性

シール円板の温度は液温 (-196°C) とほとんど一致していた, 又二次シールに用いた磁性流体シールの温度は回転数の上昇とともに低下しているが, これは回転数の上昇により回転円板の熱伝達率が増加して回転軸の温度が低下することと漏れガス量が増加してポールピースが冷却されること, さらに回転数が小さいため摩擦損失がほとんどないこと等によるものと考えられる。

このシールを LNG に使用する場合の粘性係数にあまり差がないので, ほぼ LN_2 の実験値に近い値が得られるであろう。しかし LH_2 に使用する場合の粘性係数が約 $1/10$ になるので, すきまは 100 s^{-1} で $10\text{ }\mu\text{m}$ となり, ΔP が 0.1 kgf/cm^2 程度の低圧では使用可能と考えられる。又より大きいシール円板を使用すれば圧力差を大きくすることができる。

又 LH_2 の場合, 磁性流体シールの温度はさらに低くなると考えられるが, ステンレス鋼を軸材料とした場合には, その熱伝導率 k は 図-32 の点線のように

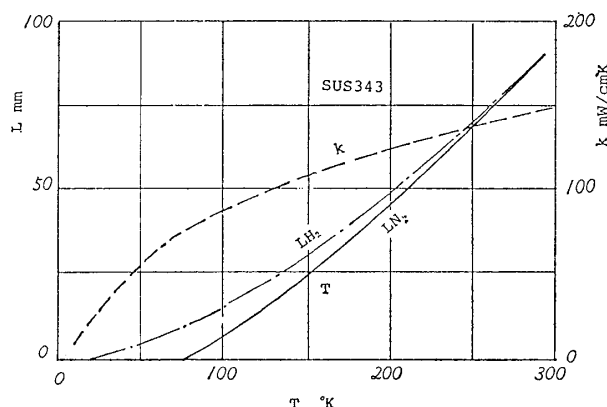


図-32 ステンレス棒の温度分布

-200°C 附近から急激に小さくなるため, たとえば長さ 90 mm のステンレスの棒の一端を LH_2 又は LN_2 で冷却し, 他端を 20°C に保ったときの棒の温度分布を計算すると 図-32 の実線及び鎖線のようになり, 冷却点から 70 mm の所では, これらの差は約 2°C となる。したがって低温部にステンレスを使用し, 磁性流体シール部分だけ表面に軟鉄のスリーブを付けた軸を使用すれば, LH_2 の場合も LN_2 と大きい差はなく, 磁性流体シールの使用は可能である。

5. 密閉型ガス圧縮機及び密閉型ポンプ

5.1 密閉型ガス圧縮機

ボイルオフガス圧縮機の軸封条件の複雑化に対して

(104)

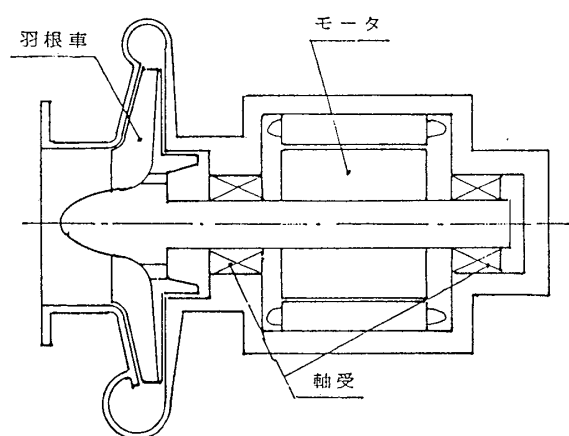


図-33 密閉型ガス圧縮機

考えられる他の方法は密閉型ガス圧縮機である。密閉型ガス圧縮機は初め漏れが絶対に許されない原子力関係の放射性流体を取扱うところに開発されたもので, 図-33 のようにモータ, 軸受, 圧縮機の翼車が一体となり, 一つのケーシングに配置され軸封装置を持たず, ガス漏れはフランジのガスケットにのみ依存しており完全に防止することができる。

このガス圧縮機で問題となるのは軸受で, 動圧式ガス軸受を使用したり, 簡単なメカニカルシールを取付けて潤滑油のケーシング内への漏れを防止したりしている。動圧式ガス軸受は起動, 停止のとき接触すること, 負荷容量の小さいことが欠点で, 水素ガスを使用するときはその低粘性係数によりさらに負荷容量が減少する。

そこで, この軸受にガス圧縮機の作動流体を使用する静圧式ガス軸受を使用すれば, これらの欠点はなく, 軸封装置が不要で安定した性能が得られる。ただこの軸受には加圧したガスを供給する必要があるが, 軸受ガス流量が少ないので, ガス圧縮機動力の $2\sim 3\%$ の入力圧縮機が必要となる。

この型式の軸受を有する遠心圧縮機について, 我々の経験を述べる¹²⁾。それは当部の高圧空気源設備に使用したもので, その要目は, 圧力比 5 , 空気流量 3.6 kg/s , 回転数 $30,000\text{ rpm}$, 軸入力 $1,100\text{ PS}$, 翼車外径 315 mm で, 図-34 のような構造で高速直流動力計により駆動される。静圧空気軸受の構造は 図-35 のように, ラジアル軸受, スラスト軸受ともに静圧式で, 軸径 100 mm , スラストカラー直径 200 mm , 軸受荷重はラジアルが 100 kg , スラストは 300 kg で設計されており, 供給空気圧 5 kgf/cm^2 ゲージで $30,000\text{ rpm}$ まで安定した回転が得られた。図-36 にこの軸受の供

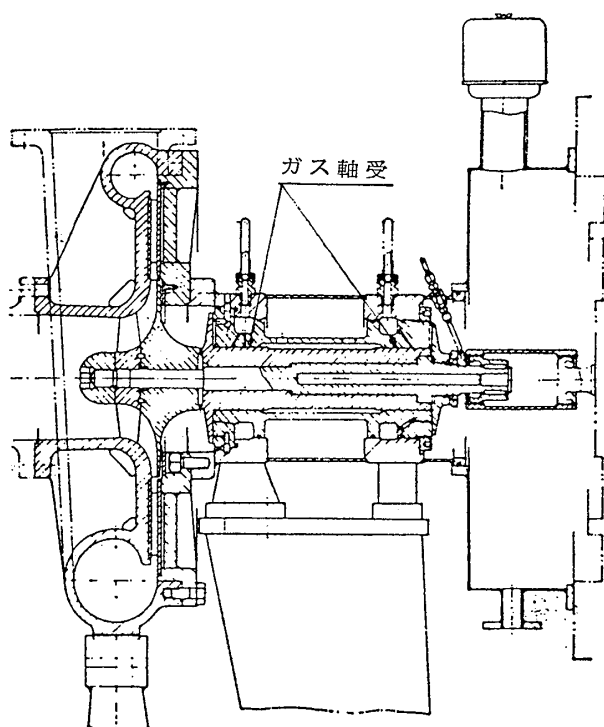


図-34 遠心圧縮機

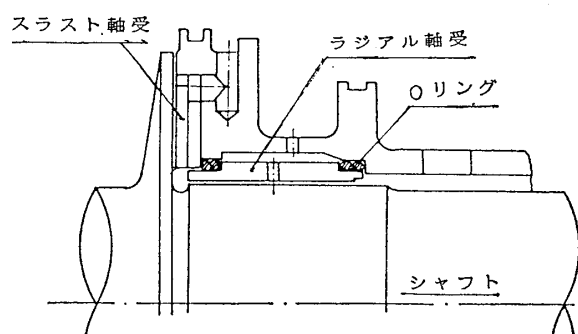


図-35 空気軸受

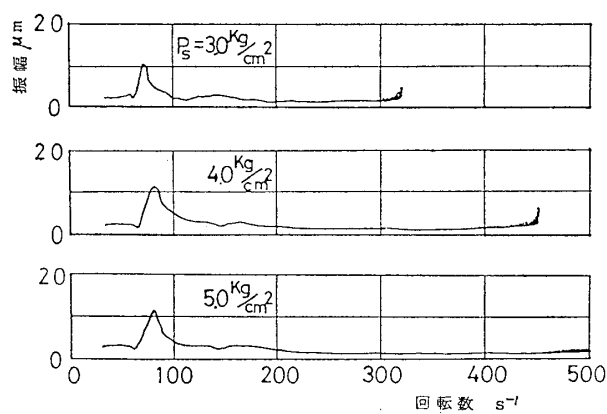


図-36 軸振動と供給圧力

給圧力と軸振動の関係を示す。このように供給圧が 3 kgf/cm^2 のときは約 300 s^{-1} まで安定した回転を示し、 5 kgf/cm^2 では 500 s^{-1} 以上の回転が得られることがわかる。

5.2 密閉型ポンプ

3.3 で述べたサブマージドポンプがこれである。このポンプは極低温の LNG 中に浸され、その球軸受の保持器はテフロン製で自己潤滑性を持っているが、軸受の寿命が短かく、定期点検と交換が必要である。これを LH_2 に使用するとき、さらに軸受の使用条件が悪く、寿命がもっと短くなるものと考えられる。

このサブマージドポンプの軸受に静圧式軸受を使用すればこの欠点は解決する。 LH_2 ポンプに LH_2 の静圧軸受を使用する試みは、ロケット用ポンプで行われている¹³⁾。この場合軸受へ供給する LH_2 はポンプ吐出口から導いているが、カーゴポンプのように低揚程では、圧力が不足するので別に軸受用 LH_2 ポンプが必要となる。この軸受に図-37 のように水素ガスを供

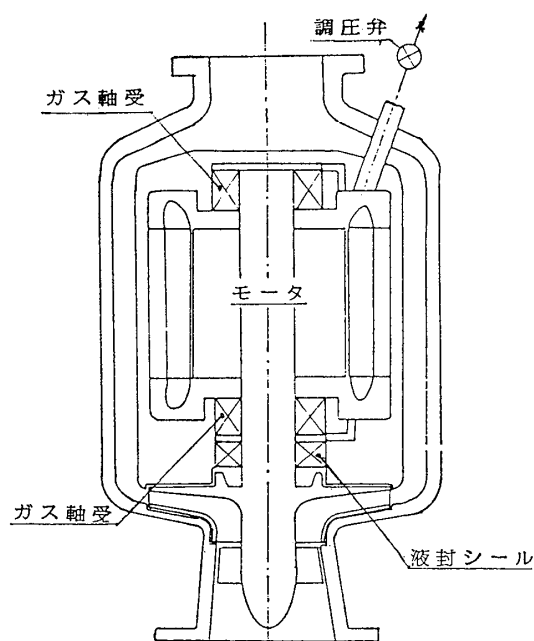


図-37 密閉型ポンプ

給する静圧式ガス軸受を使用し、その出口圧をポンプ入口圧よりやや高く調節すれば、5.1 で述べた非接触型液封シールの使用が可能となり、簡単で信頼性のあるポンプが得られるもの考える。

6. む す び

LNG 船を基準に LH_2 船の補機について試算し、ボイルオフガス圧縮機と液化ガスポンプの問題点を考察

したが、極低温で高速回転する軸封装置がその一つであることを指摘した。

そこで信頼性のある極低温軸封装置として、ガス圧縮機の場合、一次シールにスパイラルグリーブ型非接触ガスシールを、二次シールとして磁性流体シールを考え、室温における実験と -140°C に冷却した水素ガスと窒素ガスを使用した実験を行ない、その可能性を確かめ、30,000 rpm まで安定した性能が得られた。

ポンプの場合はスパイラルグリーブ型液封シールの室温の灯油による実験と液体窒素による実験を行ない、灯油の場合は 500 s^{-1} まで、液体窒素の場合は 100 s^{-1} まで安定した性能が確認され、液体水素でも使用可能と考えられた。

また、静圧式ガス軸受を持つ、密閉式ガス圧縮機と密閉型ポンプを提案した。

参 考 文 献

- 1) 野村, 塩出, 玉木 他; 船舶技術研究所報告, 18 巻 2 号 (56 年 3 月), pp. 1~126.
- 2) 船用ガスタービンの周辺機器および LNG 船関連機器の開発についての調査報告書, 日本船用機器開発協会 (1973~6).
- 3) J. A. Smit; The Selection of Propulsion Machinery for LNG Carriers, The Motor Ship (August 1972), pp. 227.
- 4) 妹尾; 高圧遠心圧縮機空力設計の現状と将来, 日本ガスタービンセミナー (1979), pp. 6-1.
- 5) W. E. Campbell; Centrifugal Pumps for Rocket Engines, N.A.S.A SP-304 (1974).
- 6) 熊谷, 比気; 船舶技研研究発表会講演集, 第 29 回 (52 年 5 月), 第 33 回 (54 年 5 月), 第 35 回 (55 年 5 月), 第 37 回 (56 年 5 月).
- 7) 熊谷, 比気; 非接触ガスシールの研究, 船舶技術研究所報告, 9 巻 3 号 (47 年 5 月), pp. 11~25.
- 8) C. H. T. Pan; Thermal Distortion of Spiral-Grooved Gas Lubricated Thrust Bearing Due to Self-heating, Trans. ASME, J. of Lubrication Technology (1967), pp. 197.
- 9) N. S. Grassam; Gas Lubricated Bearings, Butterworths (1964), pp. 85.
- 10) R. L. Bailey; The Status of Magnetic Liquid Seals, 8th International Conference of Fluid Sealing (Sept. 1978), Paper 13, 他多数あり.
- 11) S. Whitley; The Design of the Spiral Groove Thrust Bearing, Gas Bearing Symposium (April 1967), Paper 13.
- 12) 熊谷, 比気; 船舶技研研究発表会講演集, 第 21 回 (48 年 5 月), pp. 9.
- 13) J. M. Reddecliff; Hydrostatic Bearings for Cryogenic Rocket Engine Turbopumps, Trans. ASME, J. of Lubrication Technology (July 1969), pp. 557.