

ISSN 0389-4010  
UDC 621.454.621.675.  
621.671

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-959

## 小型高圧液酸ポンプの研究試作

渡 辺 光 男 ・ 長谷川 敏  
上 條 謙二郎 ・ 青 木 宏

1988年2月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 小型高圧液酸ポンプの研究試作\*

渡 辺 光 男\*\*    長谷川    敏\*\*  
上 條 謙二郎\*\*    青 木    宏\*\*

## Experimental Study on High Pressure Liquid Oxygen Pump

Mitsuo WATANABE, Satoshi HASEGAWA,  
Kenjiro KAMIJO and Hiroshi AOKI

### ABSTRACT

Recently, a two-stage combustion cycle has been applied to liquid rocket engines in order to obtain high performance. However, the engine cycle inevitably requires extremely high pressure propellant feed pumps which require quite high technology.

In order to investigate the characteristics of high pressure cryogenic pumps, a small high pressure and high speed liquid oxygen (LOX) pump was designed, fabricated and tested from 1980 to 1983 in the National Aerospace Laboratory (NAL) in cooperation with the National Space Development Agency of Japan (NASDA). It is a single-stage centrifugal pump with a three bladed helical inducer. The designed rotational speed is 47,500 rpm.

Points of technology studied in the present experiments included establishing fluid dynamic design details and mechanical design details such as a thrust balancing system, and bearing and seal systems.

### 1. ま え が き

液体ロケットエンジンの性能を上げる基本的な方策は高性能推進薬を用い、効率の良いエンジンサイクルで燃焼圧力を高めることである。液体酸素(L- $\text{O}_2$ )と液体水素(L $\text{H}_2$ )を推進薬とする2段燃焼サイクルの高圧燃焼方式はその具体例であり、スペースシャトル主エンジンに採用されて好成績を収めている。

わが国で、この種のエンジンの開発を行うとすれ

ば、その開発における最も重要な要素の一つとして、高圧ターボポンプが考えられたため、航技研では昭和55年頃よりその要素研究の一環として、小型高圧液酸ポンプの研究試作を進めた。昭和56年度にいたり、宇宙開発事業団(NASDA)においても、高圧LOX/L $\text{H}_2$ エンジンに関する研究の必要性が生じたため、同供試体を用いた試験研究を航技研と宇宙開発事業団の共同研究として実施した。

この小型高圧液酸ポンプの試作研究は、これまでの航技研を中心に行ったロケット用ターボポンプに関する研究の成果<sup>1)~5)</sup>を数多く利用できたこともあって、比較的順調に進めることができた。

以上述べた小型高圧液酸ポンプの研究試作におい

---

\* 昭和62年12月25日受付

\*\* 角田支所

\*\*\* 宇宙開発事業団

て、特に以下の点を研究対象とした。まず流力性能については、高速高吐出圧ポンプの流力設計のほかその性能と従来の設計から予測される性能の関係を明らかにする。一方、構造面については、主羽根車の製法、ポンプ内の圧力分布の不均衡から生じる軸推力の調整法、軸系の位置決め精度や剛性を上げるための組合せアンギュラ玉軸受(背面合せ型)、軸シールシステムなどを主要対象とした。

## 2. 供 試 体

小型高吐出圧液酸ポンプならびにその主要設計諸元をそれぞれ図 2.1, 表 2.1 に示した。この供試ポンプの主要諸元は、現有の設備である程度の試験が行えることを考慮して決めたものである。

本供試ポンプの主要部は 3 枚羽根後退翼インデューサと 6 枚羽根の主羽根車である(図 2.2)。インデューサは耐熱合金(A286)の機械加工品であり、主羽根車は精密鑄造品である。案内羽根付ポリウー

トケーシングは機械加工品である。主羽根車ならびにポリウーケーシングは耐熱合金(インコネル)製である。

軸方向推力を調整するため、LE-5 の液体水素ポンプに採用したバランスピストン方式<sup>6)</sup>を用いた。図 2.4 に示す。ただし、主羽根車後面シュラウドとケーシングの間に形成する 2 つのバランスピストン・オリフィスにおいて、回転側と静止側の接触の可能性をなるべく少なくする構造とした。バランスピストン・オリフィスの軸方向すきまの調整をより確実にすることと軸系の剛性が増すことを期待して、タンデム型玉軸受を用いた。この 2 組の自己油滑玉軸受はバランスピストン・オリフィスを通じた LOX により冷却されるが、図 2.1 のスリング(裏羽根)の上流まで比較的圧力の高い液体酸素である。この LOX はスリングで減圧され、さらにラビリスによって減圧されて、駆動側軸受室に達する。ポンプ側軸受室から固定オリフィスにより減圧された

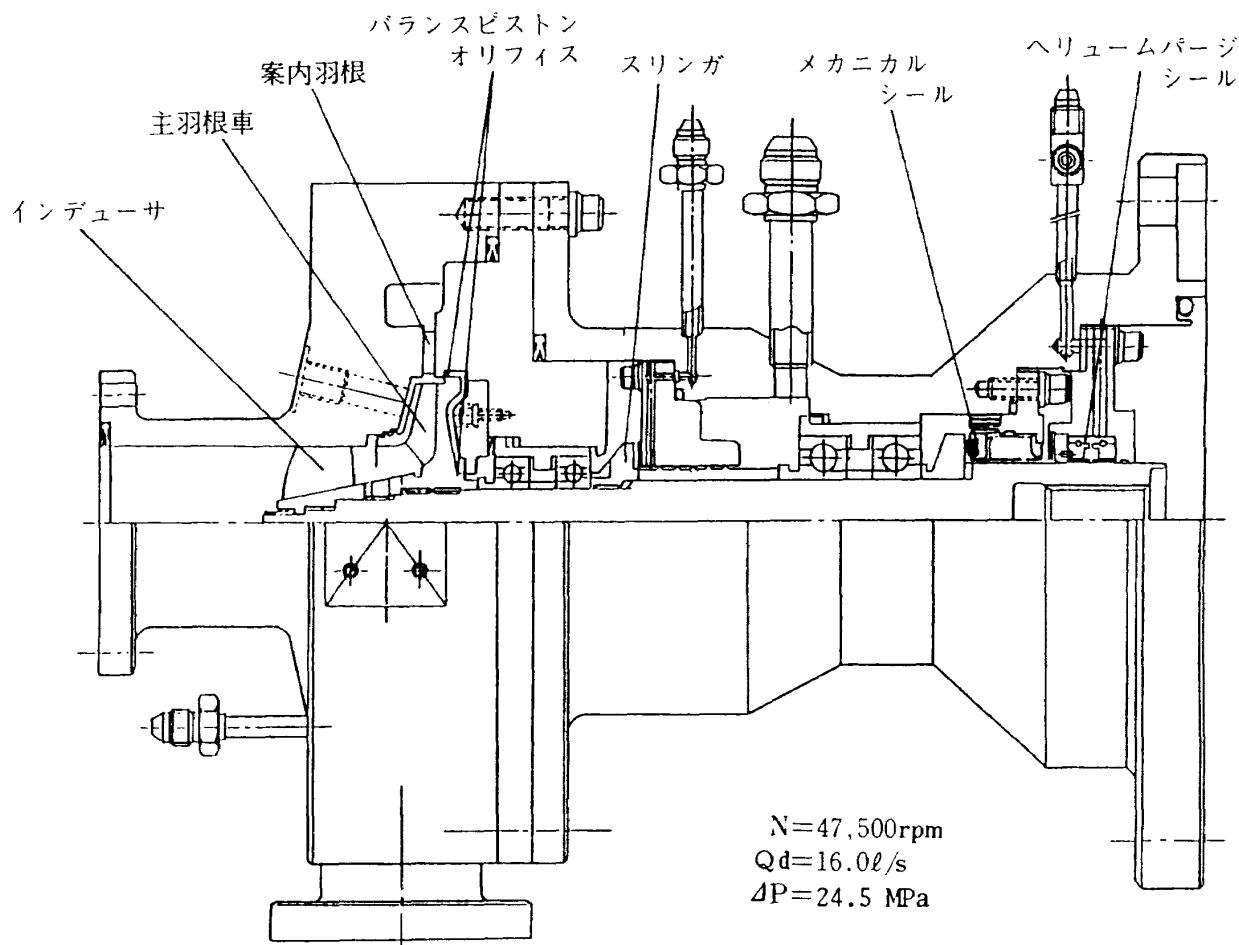


図 2.1 小型高圧液酸ポンプ

LOXはメカニカルシールを冷却し、さらに駆動側軸受を冷却し、前記のラビリンスを漏れた LOX と合流して、ポンプ外部に放出される。軸シールは、ポンプ側 LOX に対してメカニカルシールを用い、

駆動側の雰囲気と分離するため、ヘリウムパージシール（2 個で 1 式の動圧側セグメントシール）を用いた。

表 2.1 小型高圧液酸ポンプ主要設計値

回 転 数	$N$	rpm	47, 500
圧 力 上 昇	$\Delta P$	kg/cm <sup>2</sup>	250
揚 程	$H$	m	2, 230
流 量	$Q_d$	ℓ/s	16. 0
(インデューサ)			
羽 根 数	$z_{imd}$		3
入 口 角 度	$\beta_{t1}$	度	8. 5
外 径	$D_{t1}$	mm	47. 3
(主羽根車)			
羽 根 数	$z_{imp}$		3
出 口 角 度	$\beta_{imp0}$	度	25
外 径	$D_4$	mm	86. 3
(案内羽根)			
羽 根 数	$z_g$		7
出 口 角 度	$\alpha_{6R}$	度	15
出 口 径	$D_6$	mm	118. 0

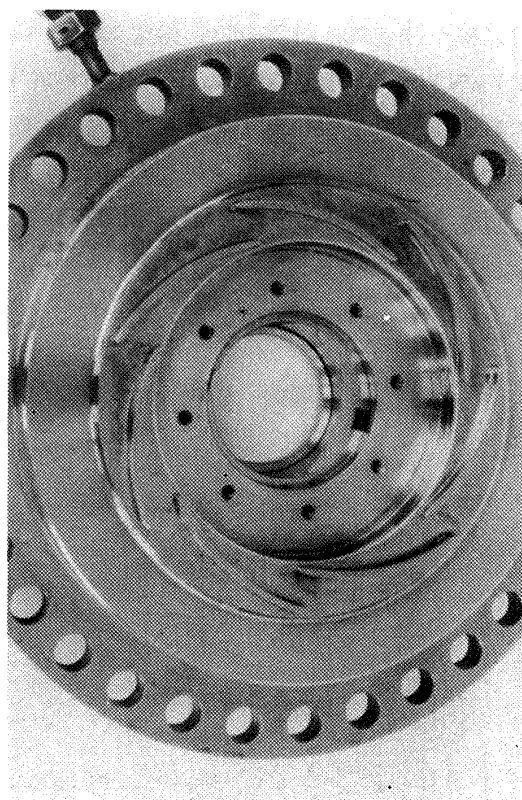


図 2.3 ポンプ主羽根車案内羽根

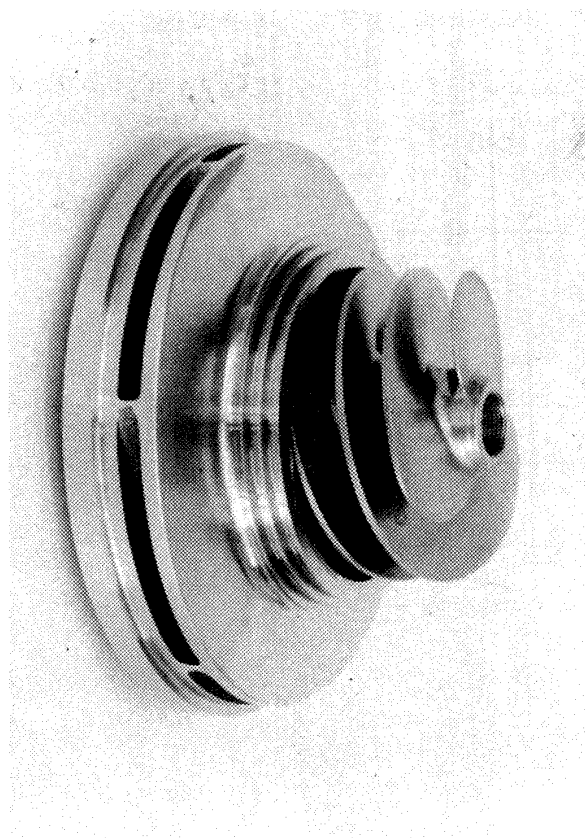


図 2.2 ポンプ羽根車

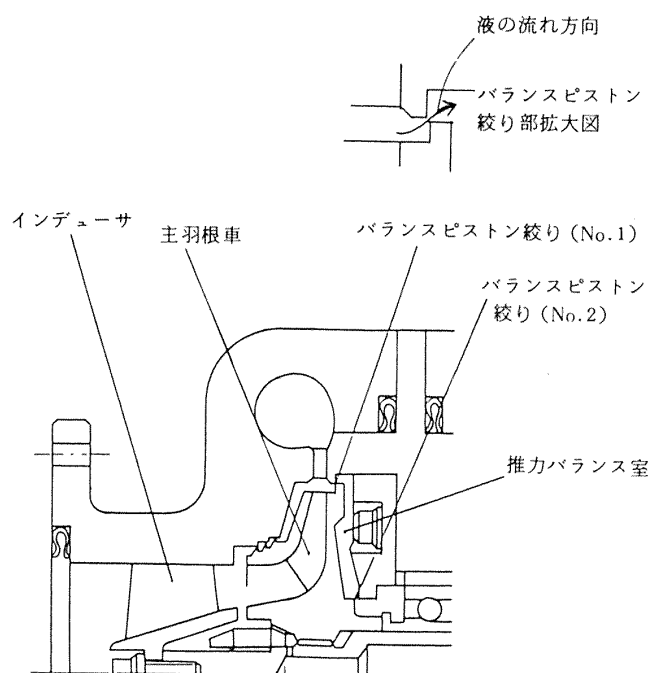


図 2.4 バランスピストン説明

### 3. 試験方法

供試ポンプは、航技研角田支所の液酸ポンプ試験設備により、調整試験を行った後にNASDA角田ロケット開発センターの液酸ポンプ試験設備により、高出力試験を行った。前者の駆動用電気モータの出力は450 kW、後者の設備では880 kWである。供試ポンプの所要動力は560 kWであるから、NASDA設備は、本供試体を駆動するに十分な容量である。図3.1、図3.2に試験設備系統図を示す。

両設備ともに、ポンプ吐出側配管の許容圧力は100 気圧程度であるため、供試ポンプ出口に固定オリフィスを設置し、ポンプ部だけを高圧状態とする試験方法を採用した。この場合、この固定オリフィスの前後で液体の密度が変化することになり、これを補正する必要が生じる。この補正は固定オリフィス前後の温度、圧力の測定値から密度を求めることにより行った。

航技研角田支所での調整試験は、液体窒素 ( $\text{LN}_2$ ) をポンプ作動流体として行った。NASDA角田ロケット開発センターにおける高負荷試験においても、まず  $\text{LN}_2$  を作動流体とする試験を行った後、 $\text{LOX}$  による試験を行った。試験状況を図3.3に示す。

航技研角田支所での調整試験は、液体窒素 ( $\text{LN}_2$ ) をポンプ作動流体として行った。NASDA角田ロケット開発センターにおける高負荷試験においても、まず  $\text{LN}_2$  を作動流体とする試験を行った後、 $\text{LOX}$  による試験を行った。試験状況を図3.3に示す。

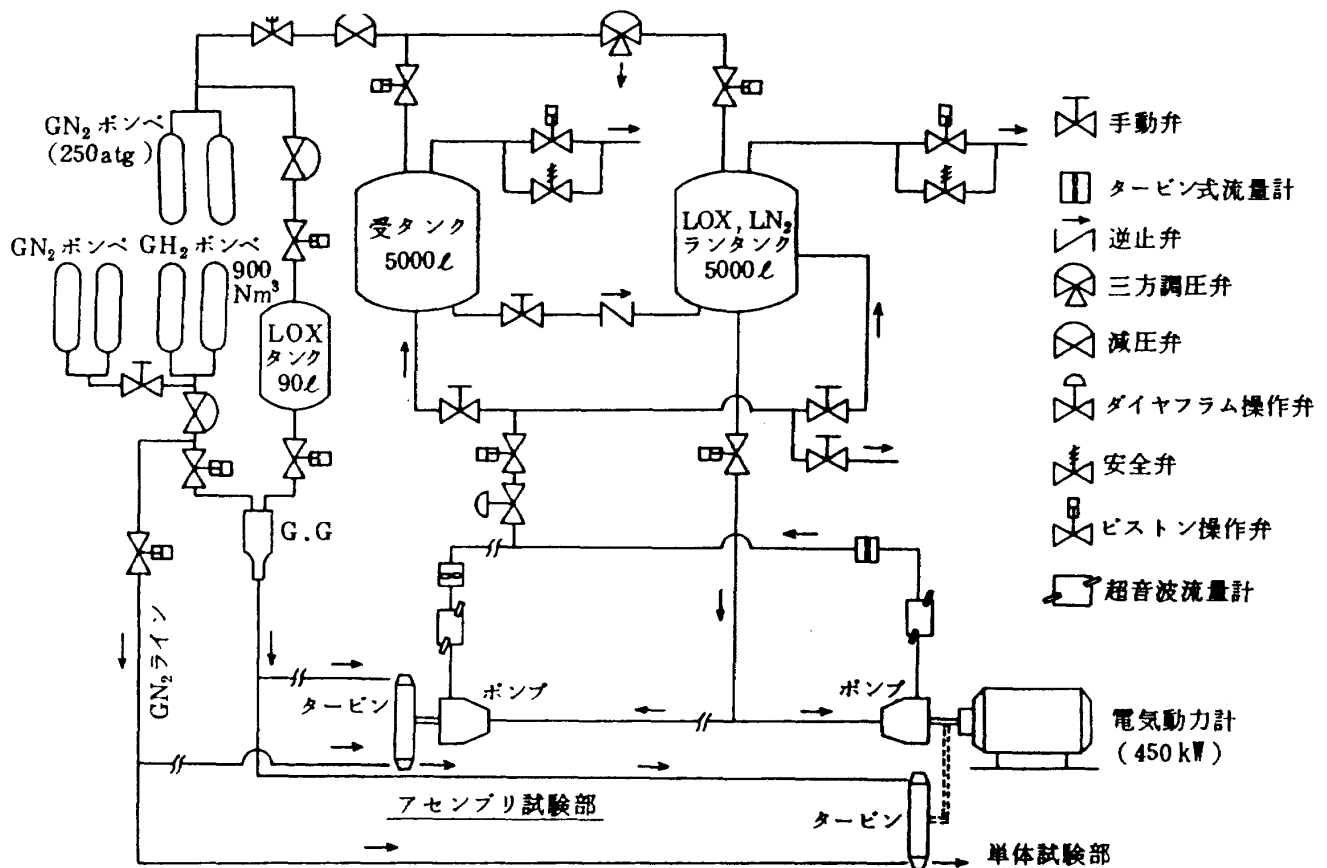


図 3.1 航技研液酸ポンプ試験設備

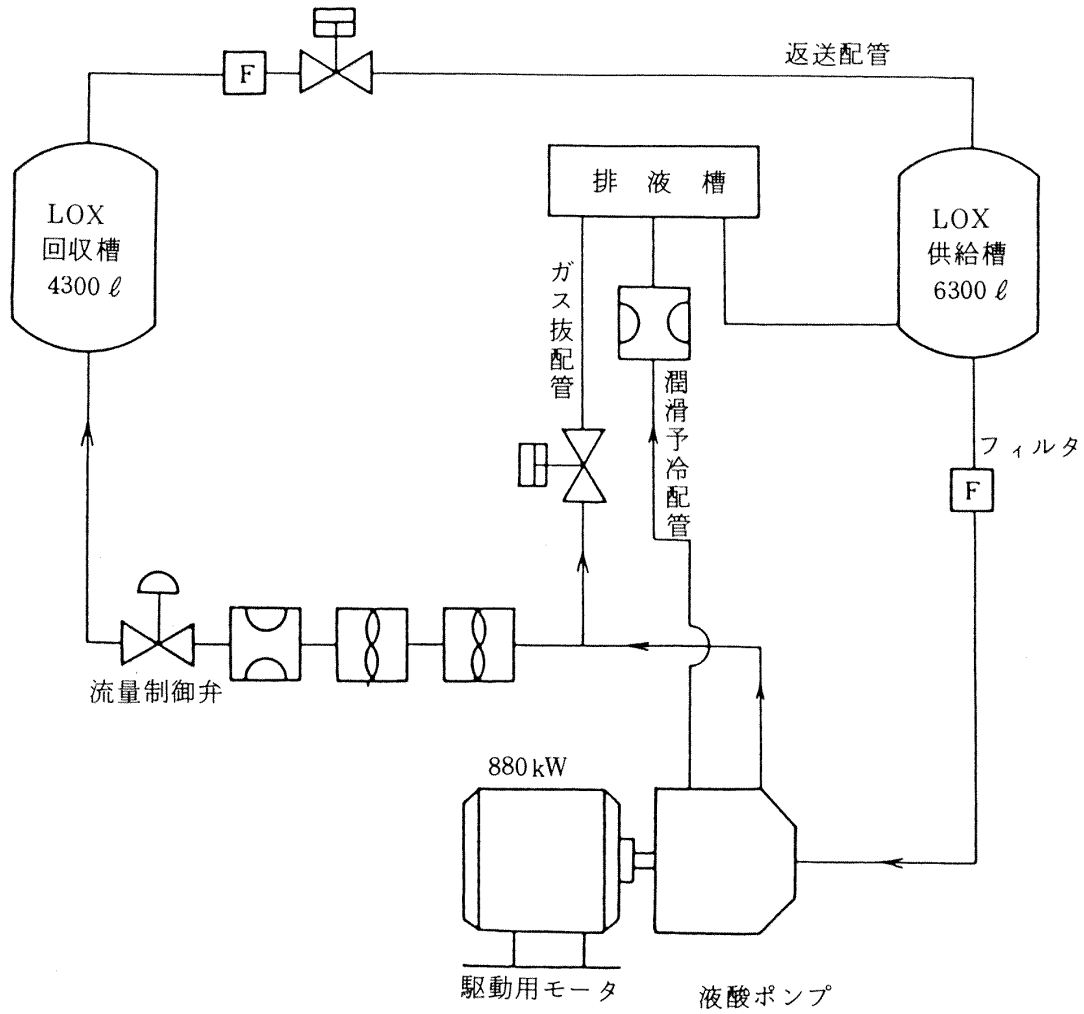


図 3.2 宇宙開発事業団液酸ポンプ試験設備

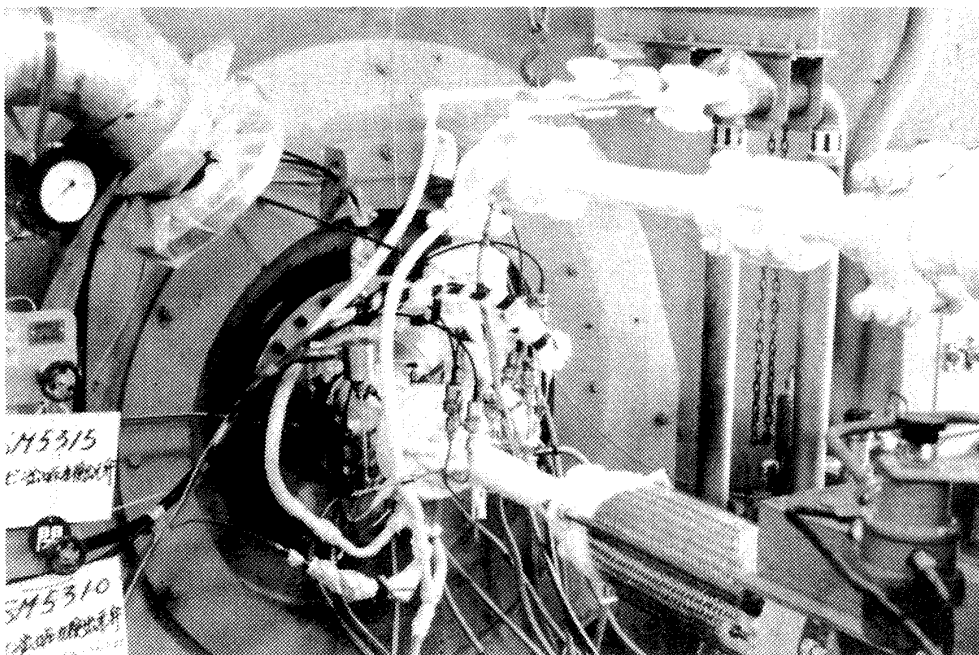


図 3.3 試験状況

## 4. 結果と考察

### 4.1 試験概要

NASDA 角田ロケット開発センターにて行われた、高負荷ポンプ単体試験の概要を表 4.1 に示した。試験番号 KT8-1-1~8-3-1 が  $\text{LN}_2$  をポンプ作動流体とした試験であり、KT8-4-1~8-4-3 が LOX をポンプ作動流体とした試験である。

表 4.1 において、 $\text{LN}_2$  を用いた試験ではポンプ流量範囲は  $Q/Q_d = 0.94 \sim 1.09$ ，最高回転数は  $N = 45,000 \text{ rpm}$  である。ただし、表 4.1 に示された流量  $Q$  は、ポンプ出口オリフィス下流のタービン流量計で測定された値である。以降のポンプ性能評価に際しては、この流量の値をオリフィス上流の値に補正した。 $Q_d$  は設計流量である。

表 4.1 の LOX 試験では、流量範囲は  $Q/Q_d \approx 1.0$  であり、最高回転数は  $N = 35,000 \text{ rpm}$  である。設計

回転数より低い回転数までの試験としたのは、今回が最初の LOX 試験であったこと、後に示すバランスピストンの変位の測定値に完全に理解できない傾向がみられたこと、ならびに LOX 軸封のメカニカルシールの使用限界に確信が持てなかったこと、の 3 点による。なお LOX 試験に関しては、電気動力計の不調により、 $N = 35,000 \text{ rpm}$  での駆動トルクの測定はできなかった。

### 4.2 ポンプの性能

小型高圧液酸ポンプの回転数と吐出圧力  $P_0$  の関係を図 4.1 に示した。ただし、流量比  $Q/Q_d \approx 0.95$  であり、 $\text{LN}_2$  試験における最高回転数は  $N = 45,000 \text{ rpm}$ ，LOX 試験における値は  $N = 35,000 \text{ rpm}$  である。最高吐出圧力は  $\text{LN}_2$  で  $P_0 \approx 180 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{a}$ ，LOX で  $P_0 \approx 150 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{a}$  である。

高圧ポンプの揚程を求めるにあたっては、ポンプ

表 4.1 ポンプ試験データ (その 1)

実施試験一覧

試験名	第 1 回 整合性確認試験	第 2 回 供試体確認試験				第 3 回 模擬液性能試験
試験番号	KT8-1-1	8-2-1	8-2-2	8-2-3	8-2-4	8-3-1
作動流体	$\text{LN}_2$	$\text{LN}_2$	$\text{LN}_2$	$\text{LN}_2$	$\text{LN}_2$	$\text{LN}_2$
回転数 (rpm)	15,000	25,000	35,000	45,000	45,000	35,000
ポンプ入口圧 (ata)	5.3	5.1	5.1	4.8	4.7	5.0/4.9
ポンプ吐出圧 (ata)	24.9	59.6	112.4	181.8	182.0	112.8/111.3
ポンプ流量 ( $\ell/\text{s}$ )	5.14	8.24	11.65	15.4	15.4	11.0/12.8
$Q/Q_d$	1.02	0.98	0.99	1.01	1.02	0.94/1.09
試験秒時 (秒)	60	70	70	80	80	100

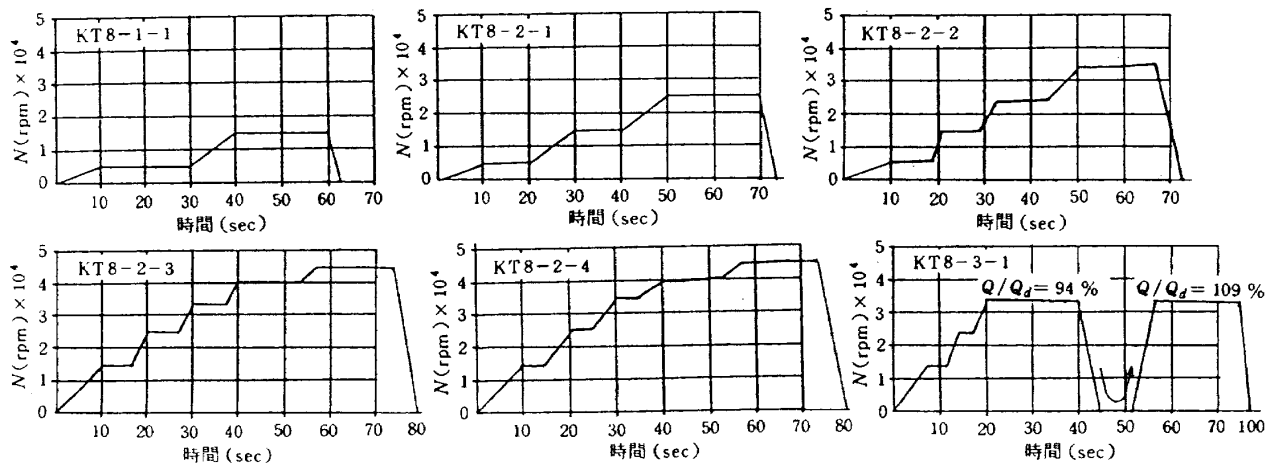


表 4.1 ポンプ試験データ (その 2)

実施試験一覧

試験名	第 4 回 実液確認試験		
試験番号	KT8-4-1	8-4-2	8-4-3
作動流体	LOX	LOX	LOX
回転数 (rpm)	15,000	35,000	35,000
ポンプ入口圧 (ata)	5.7	5.3	5.3
ポンプ吐出圧 (ata)	33.4	155.8	155.6
ポンプ流量 (ℓ/s)	5.0	11.7	11.7
$Q/Q_d$	1.00	0.99	0.99
試験秒時 (秒)	60	80	80

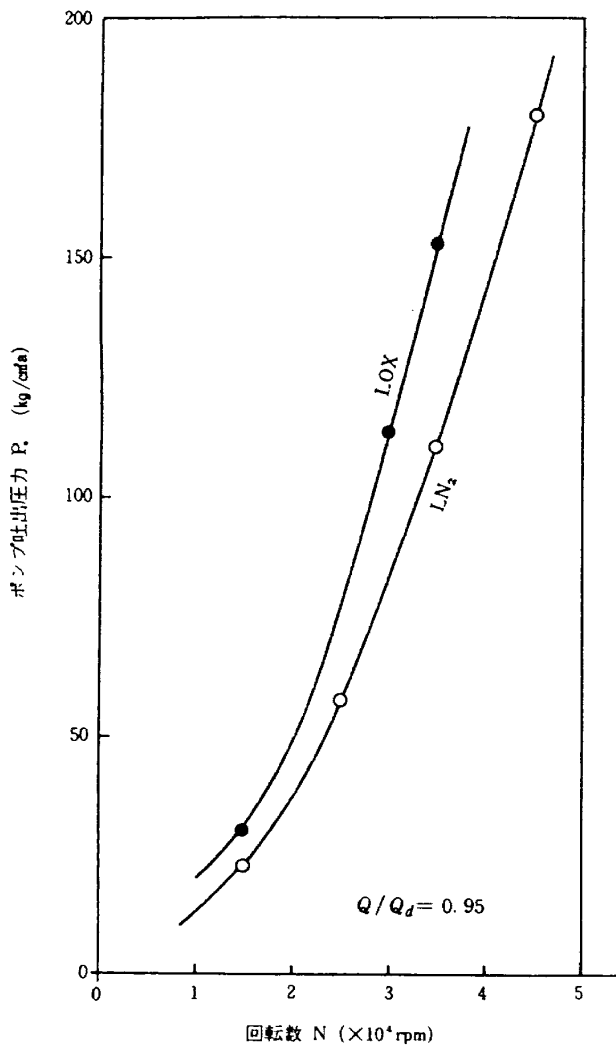
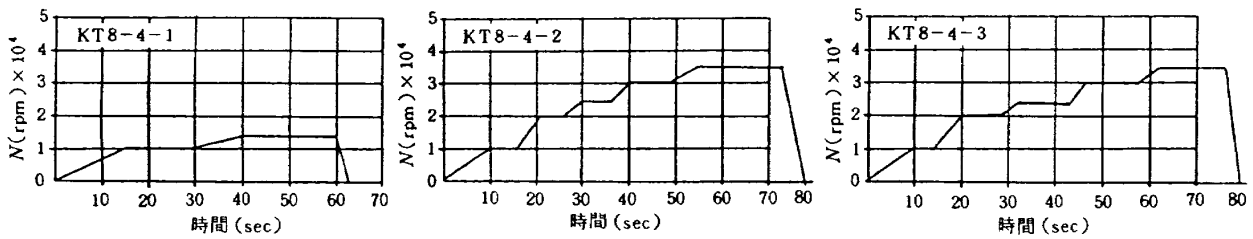


図 4.1 小型高圧液酸ポンプの性能

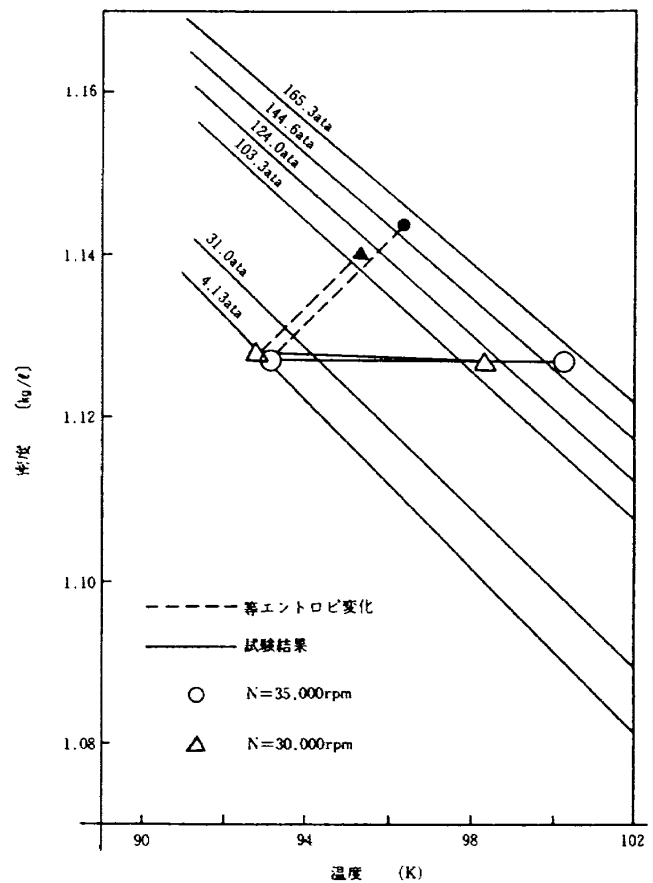


図 4.2 小型高圧液酸ポンプの密度変化



吐出側の密度によって整理するのが、合理的と考えられるので、ポンプ吐出側の密度をまず考察してみた。吐出側の液温と圧力の測定値から求めた吐出側の密度を入口の密度と比較して、図 4.2 に示した。LOX 試験の結果である。図中点線はポンプ効率 100 % で、断熱されている場合の入口から出口までの状態変化を示している。実線は実験結果を表わしているが、ポンプ内での圧縮と温度上昇（断熱圧縮にともなう温度上昇と損失による温度上昇の和）による膨張が丁度打消し合って、最終的には入口と出口でほとんど密度が変化していない。この傾向は  $\text{LN}_2$  試験においても同じであった。

したがって、ポンプ入口における密度を用いて、図 4.1 を整理して求めた回転数と揚程の関係を図 4.3 に示した。 $N = 45,000 \text{ rpm}$ （設計回転数  $N_d = 47,500 \text{ rpm}$ ）において、ほぼ設計揚程が達成されている。この大きな理由として、小型の案内羽根付遠心ポンプの資料不足のため、設計において揚程係数

が低く見積られていたためである。流量比  $Q/Q_d$  とポンプ効率  $\eta_p$  およびポンプ揚程（圧力）係数  $\psi_p$  の関係を図 4.4 に示した。設計流量  $Q/Q_d = 1.0$  における圧力係数は  $\psi_p = 0.525$  であり、設計値  $\psi_{pd} = 0.475$  をかなり大きく上回った。一方効率は設計流量において  $\eta_p > 60\%$  である。効率についても小型高速ポンプの資料不足のため、設計時に精度の良い予測は不可能であったが、予想以上に高い効率が得られたものと考えている。

高速ポンプにおける性能の回転数依存性を知る一つの資料として、図 4.5 を示す。ポンプ内の主要部圧力と回転数の関係を示している。回転数が極めて小さい場合を除くと、ポンプ内の静圧係数（静圧/主羽根車周速ヘッドの 2 倍）の回転数依存性は少ない。また、LOX、 $\text{LN}_2$  による差も少ない。回転数の小さい範囲については、圧力の測定誤差が大きい

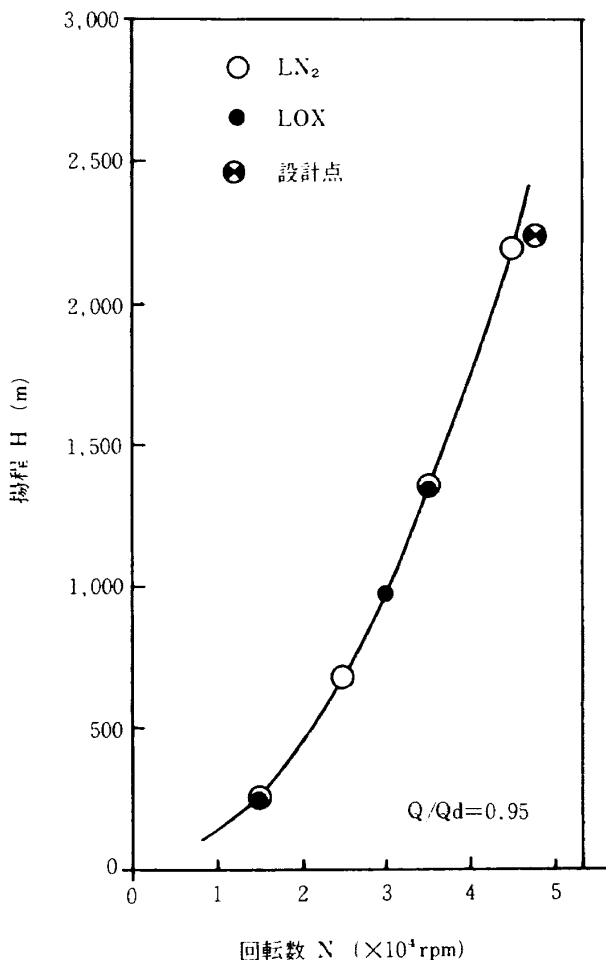


図 4.3 小型高压液酸ポンプ一般性能（その 1）

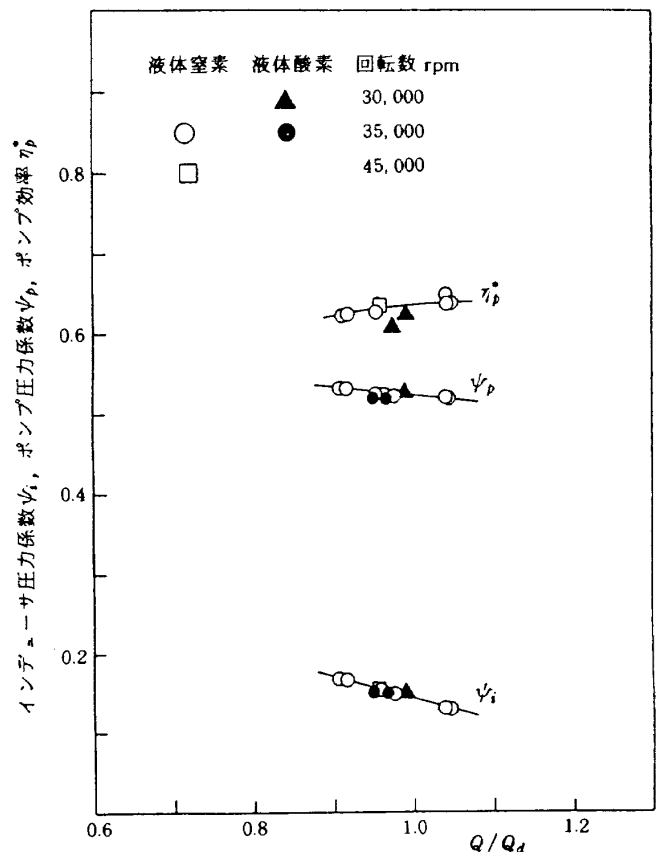


図 4.4 小型高压液酸ポンプ一般性能（その 2）

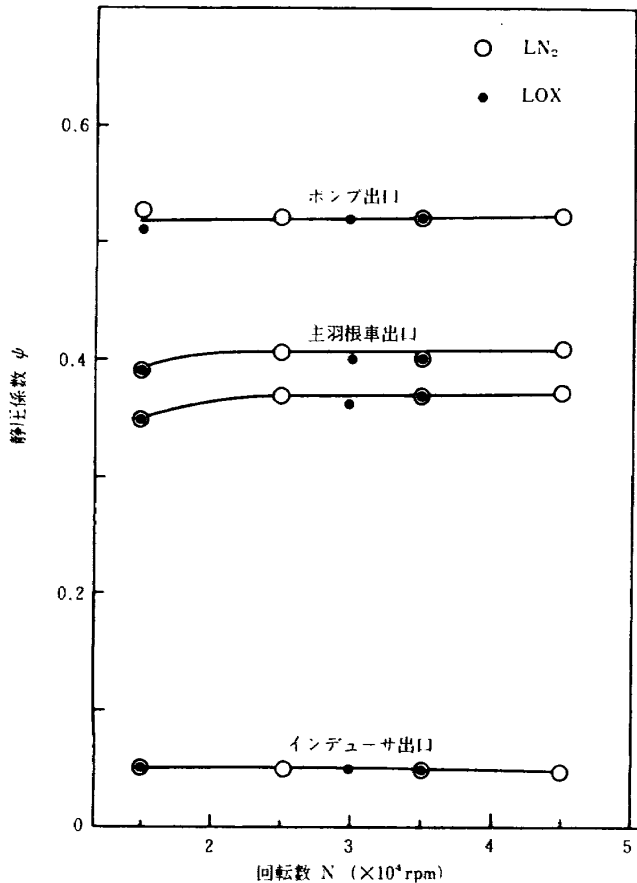


図 4.5 小型高圧液酸ポンプ内の圧力分布

### 4.3 構造に関する問題

ポンプ内部の圧力分布を図 4.6 により示した。図中の点線は設計値である。バランスピストン・No.1 オリフィス下流圧 ( $P_2$ ), 同じく No.2 オリフィス上流圧 ( $P_3$ ) は, ほぼ設計値に近い値となったが, スリング上流圧 ( $P_4$ ) は設計値より高く, また回転数の増加とともに, その差は大きくなる傾向にある。これは, 軸受を冷却した流体を放出する際の流体抵抗が回転数の上昇とともに大きくなったためであり, この流体抵抗の増加は, 放出量を調整する固定オリフィスならびにその配管内で流体が沸騰することに影響されている。

スリング(裏羽根)の性能を図 4.7 に示した。スリングの性能は, 裏羽根の高さ  $t_s$ , ならびにすきま  $h_s$  の比により決定されるとされている<sup>7)</sup>。本試験の結果を同様に整理したのが図 4.7 である。点線は設計値である。LOX,  $LN_2$  による差はほとんどなく, また設計値と良く一致していた。

図 4.8 にポンプ運転時における主羽根車位置の測定値を示した。ポンプの起動によって, 主羽根車は

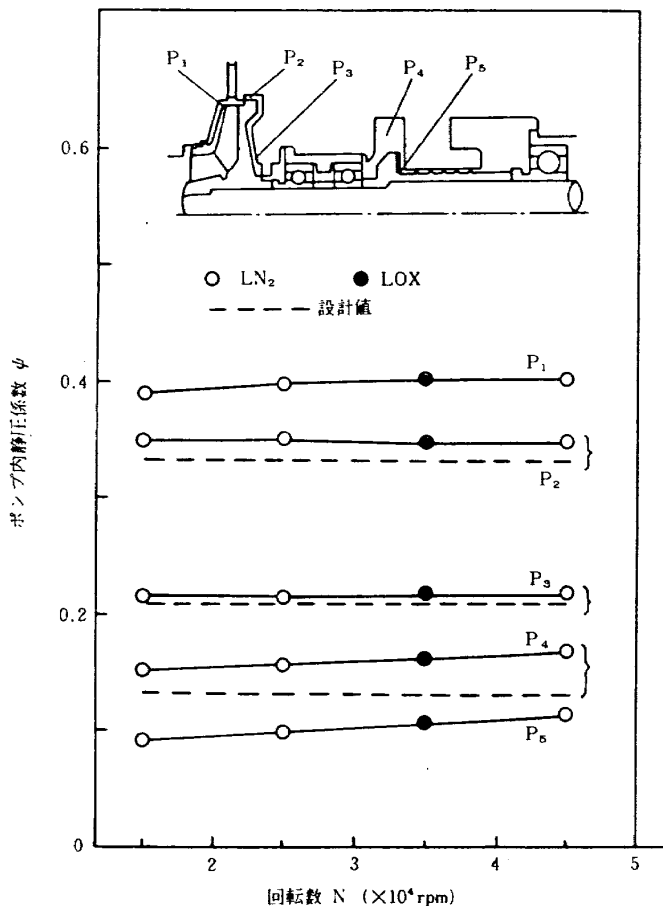


図 4.6 小型高圧液酸ポンプ内の圧力

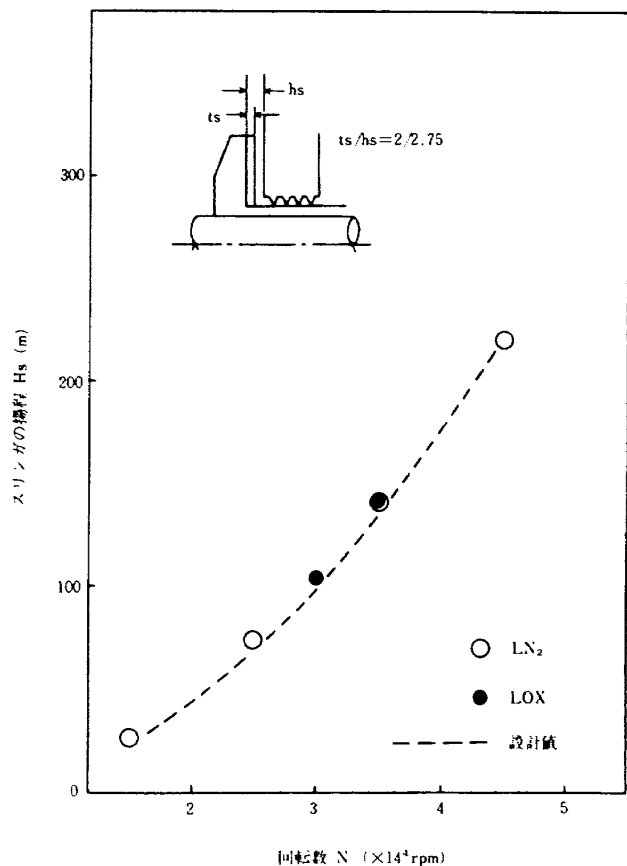


図 4.7 小型高圧液酸ポンプスリングの性能

ポンプ入口側にはほぼ設計通り約 180 ミクロン移動する。その後ポンプ吐出圧力（回転数）の上昇とともに、主羽根車は駆動側に移動するように観測された。この移動量はかなり大きく、バランスピストンの設計移動量に匹敵する。この移動量とポンプ吐出圧力の関係を図 4.9 に示した。ポンプ吐出圧力約  $50 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{a}$  以上において、移動量と吐出圧力は線形の関係にある。したがって、まずポンプケーシングなどの圧力による弾性変形が見掛け上主羽根車の移動量を変化させたことが考えられる。主羽根車の軸方向移動量が見掛け上圧力上昇とともに変化したものかどうか、実際に変化したものかどうか、この点に

ついて現在検討中<sup>8)</sup>であり、結論を得るにいたっていない。

図 4.10 にポンプ運転時の軸受外輪温度の測定値を示した。4 個の軸受 A, B, C, D は図 2.1 に示したように、 $A \rightarrow B \rightarrow D \rightarrow C$  の順に冷却される。A, B の外輪温度はほぼ同じであったが、C, D は温度差があり、さらにむしろ D の方が高い温度であった。軸受外輪温度は  $N = 35,000 \text{ rpm}$  において、静止時に比べ約 17 ~ 18 K 高くなったのは、冷却 LOX の温度上昇のためである。軸受作動状況は全般的に良好であった。図 4.11 に使用後の様子を示す。

以上のほか、高速 LOX ポンプ用として最初に用

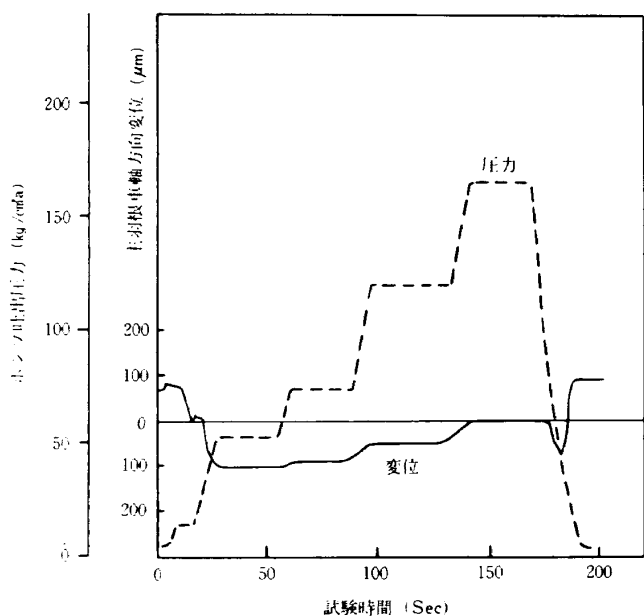


図 4.8 バランスピストン変位の測定

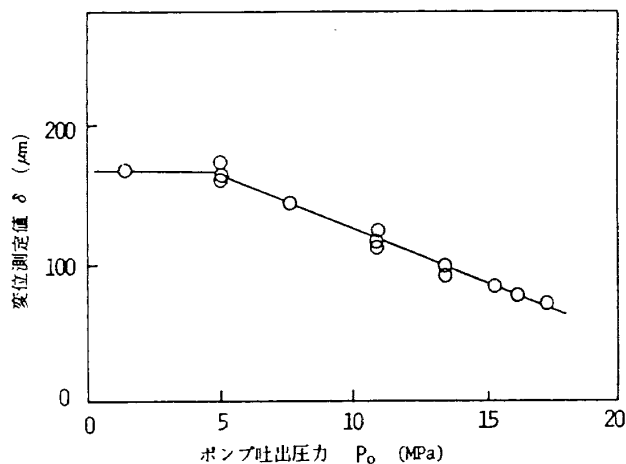


図 4.9 小型高圧液酸ポンプバランスピストン変位測定値

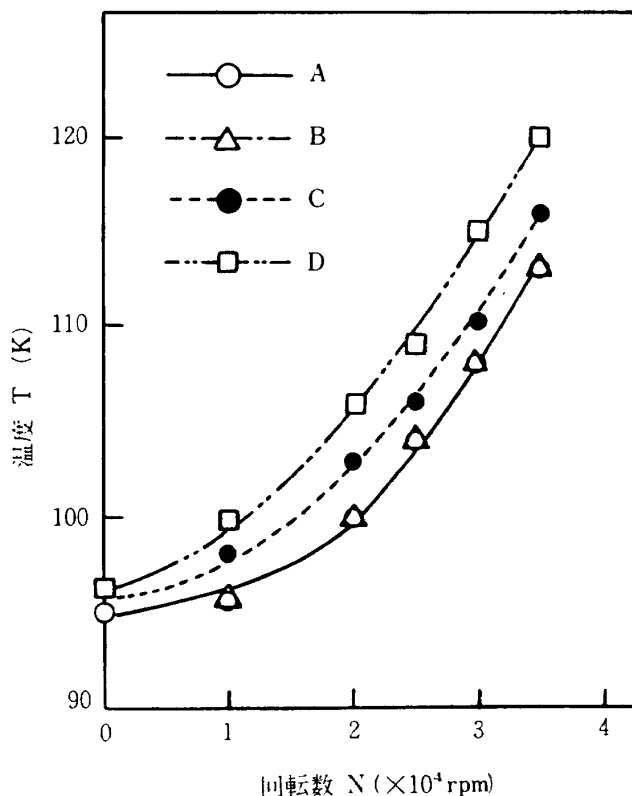
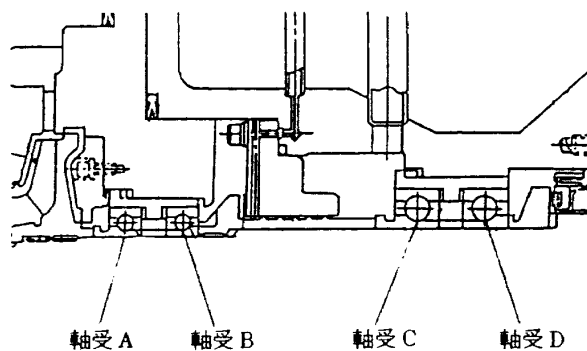


図 4.10 軸受外輪温度測定値 (LOX Test)

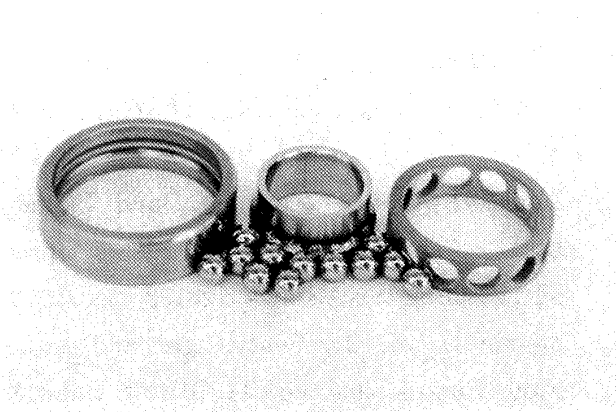


図 4.11 軸受 A (試験後)

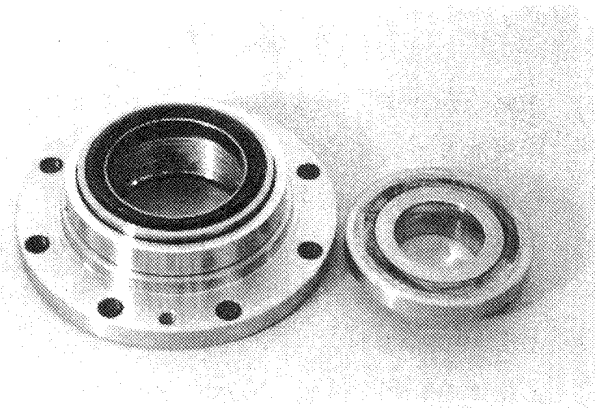
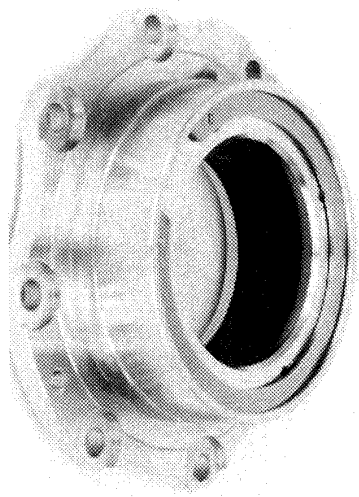
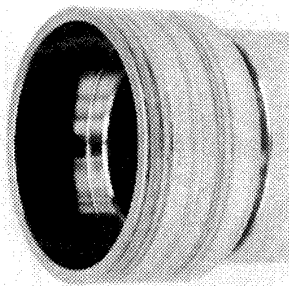


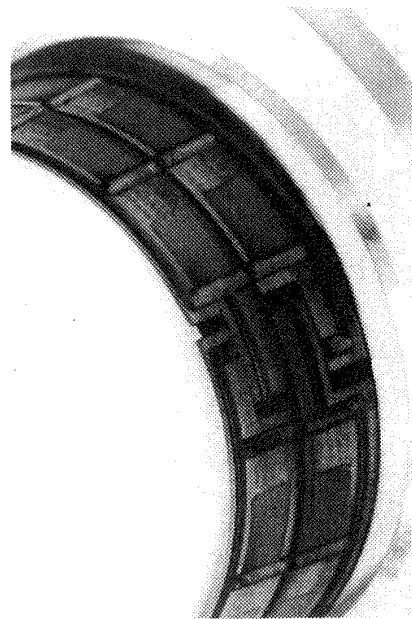
図 4.12 メカニカルシール (試験後)



(a) シールリング



(b) シールランナ



(c) シールリング拡大図

図 4.13 ヘリウムバージシール (試験後)

いたメカニカルシールならびにヘリウムバージ用動圧型セグメントシールも良好に作動した。図 4.12, 図 4.13 に使用後の状態を示す。

## 5. む す び

高圧液酸・液水エンジンの要である高圧液酸ポンプの設計資料を求めることを目的として、小型高圧液酸ポンプの試作研究を行った。得られた成果は下記のごとくである。

(1) 流体性能に関しては、小型の高圧ポンプにもかかわらず、比較的高い効率と、設計より若干高い揚程係数が得られた。またこれらの値はほとんど回転数に依存しないことが明らかになった。

(2) 構造については、液体酸素に対して安全性の高い軸推力バランス方式を確立したが、今後検討しなければならない、高圧にともなうバランス点の移動を経験した。設計回転数 45,000 rpm の運転において、軸系は極めて安定であり、軸受・シールも良好な性能を収めた。したがって構造設計の基本的事項が確立できたものとする。

最後に本研究を行うにあたり、多大な支援を受けた石川島播磨重工業㈱、イーグル工業㈱ならびに東洋ベアリング㈱の担当者の方々に心から感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) 上條ほか1名, 液体ロケットターボポンプ用平板ヘリカルインデューサの実験的研究, 航技研報告 TR-345, 1973年10月.
- 2) 上條ほか7名, ロケット用小形高速高揚程液体酸素ポンプの実験的研究, 航技研報告 TR-415, 1975年8月.
- 3) 上條ほか10名, 液酸・液水ロケットエンジンターボポンプシステムの研究, 航技研報告 TR-696, 1982年1月.
- 4) 野坂ほか5名, 液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究, 航技研報告 TR-653, 1981年2月.
- 5) 鈴木ほか3名, 液酸ターボポンプ・軸シールの性能と耐久性, 航技研報告 TR-717, 1982年7月.
- 6) Zachary, A. T., Csomr, A., and Tignac, L. L., "Turbopump for Cryogenic Upper Stage Engine", NASA CR-120193, Dec, 1973.
- 7) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd Ed, (1976), 76 John & Sons, Inc.
- 8) 志村ほか2名, ロケットポンプの軸推力釣合せ, ターボ機械, Vol.16, No.2, (昭63-2).

---

## 航空宇宙技術研究所報告 959号

昭和63年2月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1  
電話三鷹(0422) 47-5911(大代表) ㊦182  
印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2 - 27 - 12

---

**Printed in Japan**