

液水／液酸ターボポンプの実験 I. ポンプ

棚 次 亘 弘・成 尾 芳 博・長 友 信 人
秋 葉 鎧二郎・倉 谷 健 治

概 要

推力7トン級液水／液酸ロケットエンジン用ターボポンプは昭和50年度に概念設計を行い、昭和51年度に製作し、昭和52年8月から能代ロケット実験場において10回の実験を行った。これによってポンプの諸特性を評価できるデータが得られ、ほぼ設計値を満足することが確認できた。

ここに報告するターボポンプは開発の初期から飛翔型として設計したものであるが、タービン部については常温の窒素あるいは水素ガスによって駆動し、まずポンプの特性を調査した。液水および液酸ポンプは、ヘリカルインデューサーをもつ单段の遠心ポンプである。

タービンについては、ガスジェネレーターと組合せた熱走試験の終了後報告する予定である。

An Experimental Study on Liquid Hydrogen/Oxygen Turbopump: Part I. Pump

By

Nobuhiro TANATSUGU, Yoshihiro NARUO, Makoto NAGATOMO,
Ryojiro AKIBA and Kenji KURATANI

Abstract: The tests were conducted to assess the performance characteristics of a turbopump for a liquid-hydrogen, liquid-oxygen rocket engine of 7000 kg-thrust level. The general design and the production of turbopump had been performed in 1975 and 1976 fiscal year respectively, and then since August of 1977, 10 running tests were carried out in Noshiro Testing Center of ISAS.

Data were obtained enough to estimate the performance characteristics of pumps, and then the results almost satisfies the goal intended in design.

Although the trubopump presented here is designed as a flight-type, the pumps were tested first to assess their performance characteristics by means that the turbines to drive pumps were driven by nitrogen or hydrogen gas at room temperature in place of combustion gas.

Both liquid-hydrogen and liquid-oxygen pumps are a single stage centrifugal-flow type with helical inducer.

The report about the turbine is to be published after hot running tests using a combustion gas generator.

1. 序 論

我が国の液水／液酸ロケットの開発は、航技研、宇宙開発事業団および東大宇宙研の間での協力体制を整え、各々の機関において開発および基礎的研究が行われている。

液水／液酸ロケットエンジンは、現在のところ化学ロケットの中では最も高い性能が期待できるものであるが、その開発に関しては我国では初めての経験である。液体水素および液体酸素は共に極低温流体であり、燃料となる水素は爆発性があり、また、酸化剤の酸素は強い支燃性を有することから、これらの取扱いのむつかしさがこの種のロケットの開発を困難にしている原因の一つである。

米国ではすでにセントールおよびサターンロケットにおいて液水／液酸ロケットが実用化されており、更にスペースシャトルおよび欧州のアリアンロケット計画において開発が進行中である。しかし、これらの先進技術を我が国に導入することは、現在のところ期待できない。

東大宇宙研では液水／液酸ロケットの基礎開発研究を行うにあたり、より高性能を求めるが故のむつかしい技術開発を行わず、できる限り既存の技術を応用して早期にシステムを完成し、それによって得られた成果を各々のコンポーネントに帰還させることがシステムとしての信頼性を高める上で、我が国の液水／液酸ロケットの開発に貢献できるものと考えている。ここに報告するターボポンプも上に述べたような主旨に沿って開発研究しているものであり、開発の初期から飛翔型に近い形態をとっている。

ターボポンプはエンジンシステムの中にあって、その開発の成否を握る重要なコンポーネントであることから、開発の初期から手がけてきた。昭和50年度に概念設計を行い、昭和51年度に製作し、昭和52年8月から現在までに10回の実験を行った、第7回目の実験においてタービン部を破損したが、それまでに得られた実験データに基づいた性能の改善を含むタービン部の修復を行い、実験を続行した。ポンプについては10回の実験によるデータから、その性能が確認できたのでここに報告し、タービン部についてはガスジェネレーターによる熱走試験の後に報告する予定である。

2. 液水／液酸ターボポンプ

2.1 ターボポンプシステム

ターボポンプ供給によるエンジンサイクルとしては、(1)ガスジェネレーターサイクル、(2)タップオフサイクル、(3)エキスパンダーサイクル、(4)2段燃焼サイクル等が考案されているが、その性能と開発の難易を考慮に入れていずれかのサイクルが採用されてきた[1]。以上のサイクルの中で、東大宇宙研ではガスジェネレーターサイクルを採用した。このサイクルでは、ターボポンプ、ガスジェネレーターおよび燃焼器間の結合の度合が他のサイクルの場合ほど厳密でなく、各々の開発を並行して行える利点があり、先に述べた開発の思想にも合っている。

ポンプ流体としての液体水素の比重は液体酸素の約1/16であり、更に燃焼器での再生冷却による水素の圧力損失を考慮すると液水ポンプ吐出圧力は液酸ポンプより高くする必要があることから、液水ポンプインペラの周速度は液酸ポンプより約4倍大きくしなければな

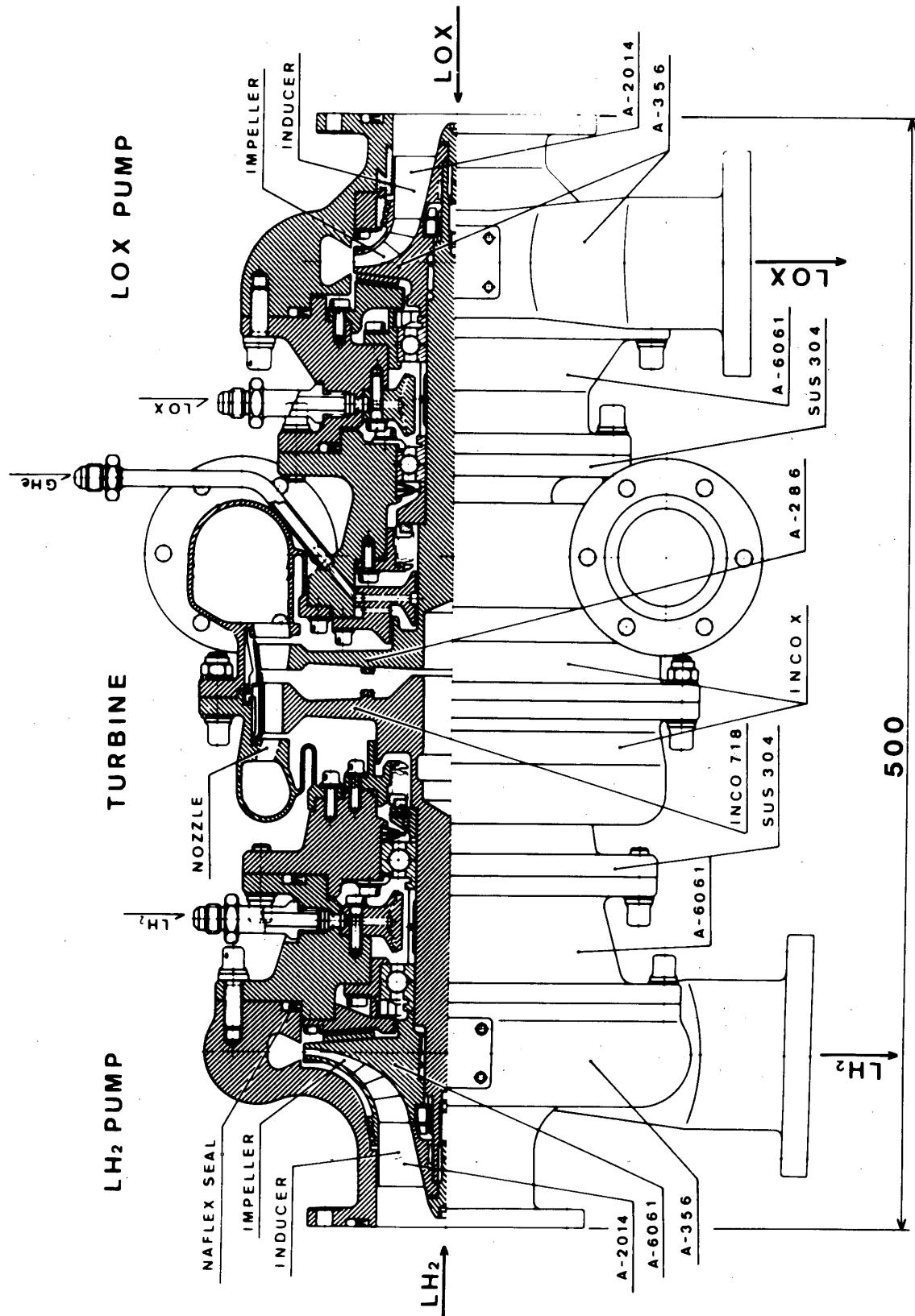


図1 ターボポンプ概略図

らない。従って、両ポンプを駆動するタービンには二つの異なった回転数の出力が要求される。この要求に対して、一つのタービンから歯車を介して二つの異なった回転数の出力を取り出す方法と、回転数の異なる二つのタービンを用いる方法がある〔2〕。前者の一軸歯車方式では、両ポンプの回転数比を正確に整合できる利点はあるが、高速でしかも低温状態で回転する歯車の潤滑が容易でない。一方、後者の二軸方式では二つのタービンの出力比を整合する必要はあるが、開発は比較的容易である。東大宇宙研のタービンは後者の二軸方式を基本としているが、次の点で今日までに開発されたものにない大きな特徴がある。一般に、二つのタービンを用いる二軸方式では高速タービンの排気ガスは圧力を回復させた後、再びノズルによって加速し低速タービンを駆動するように配置されるが、東大宇宙研方式のタービンでは高速タービンの排気ガスは圧力を回復せずに低速タービンを駆動しており、ロケットエンジン用のタービンとしては開発例がない。

図1にターボポンプの概略図を示した。左端に液水ポンプ、右端に液酸ポンプがあり、中央にタービンが配置されている。液水ポンプを駆動する第1段タービンと液酸ポンプを駆動する第2段タービンは機械的に連結されておらず、互いに逆方向に回転する。

図2にターボポンプの外観を示した。

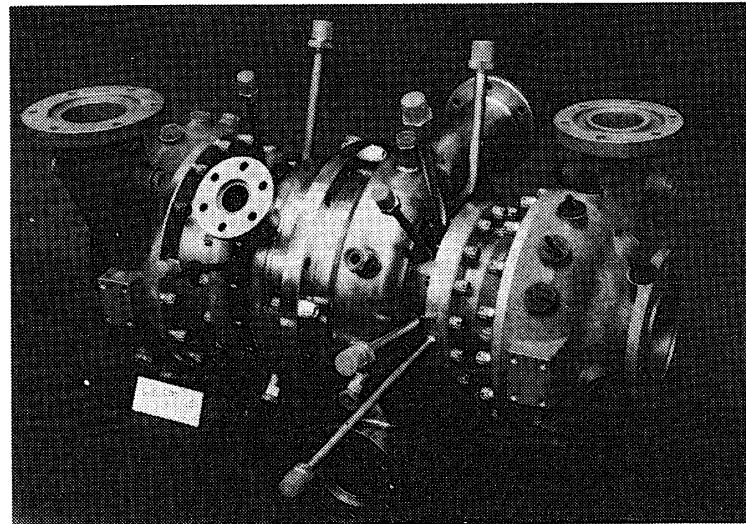


図2 ターボポンプの外観

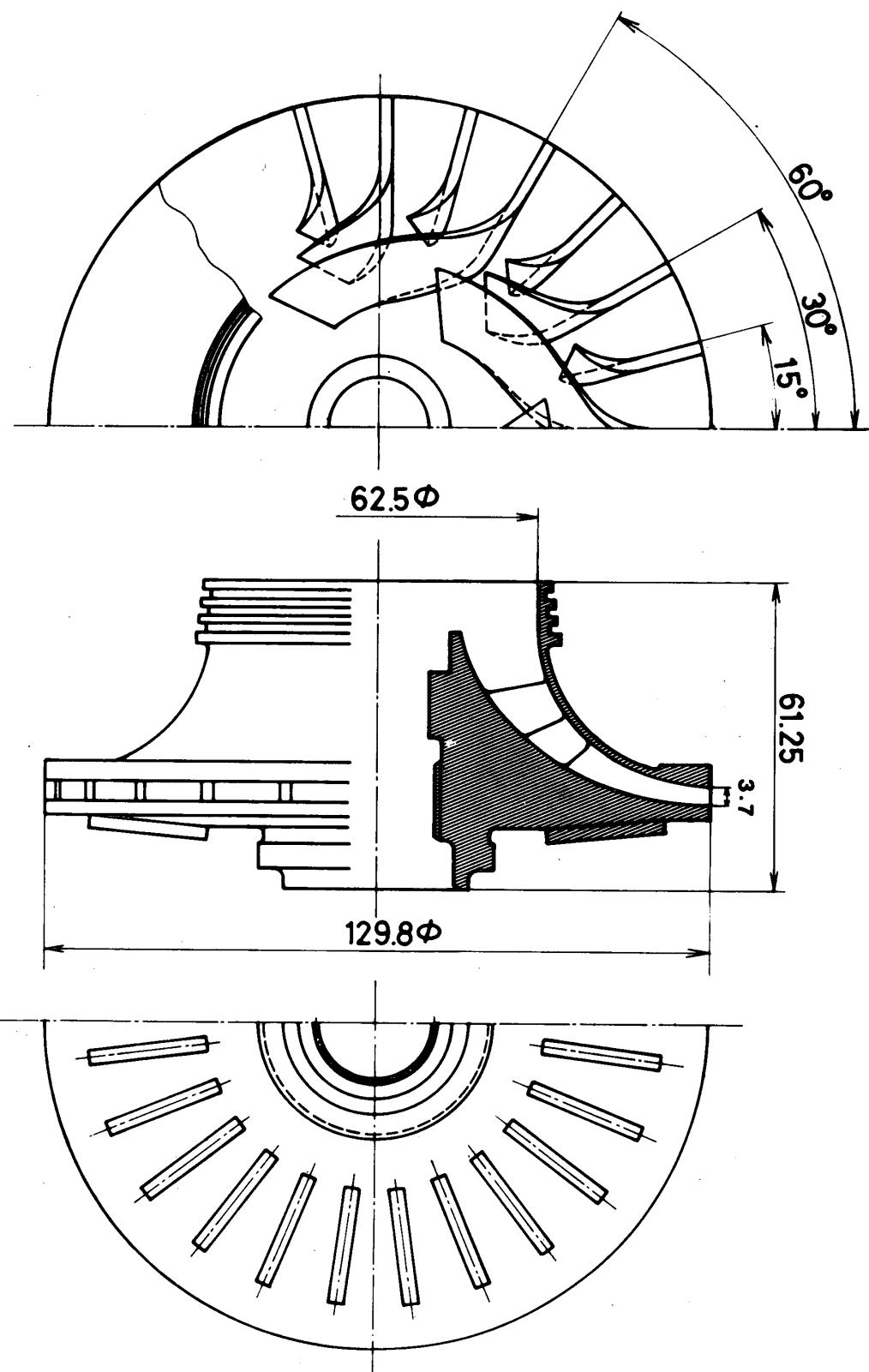


図3 液水ポンプインペラ

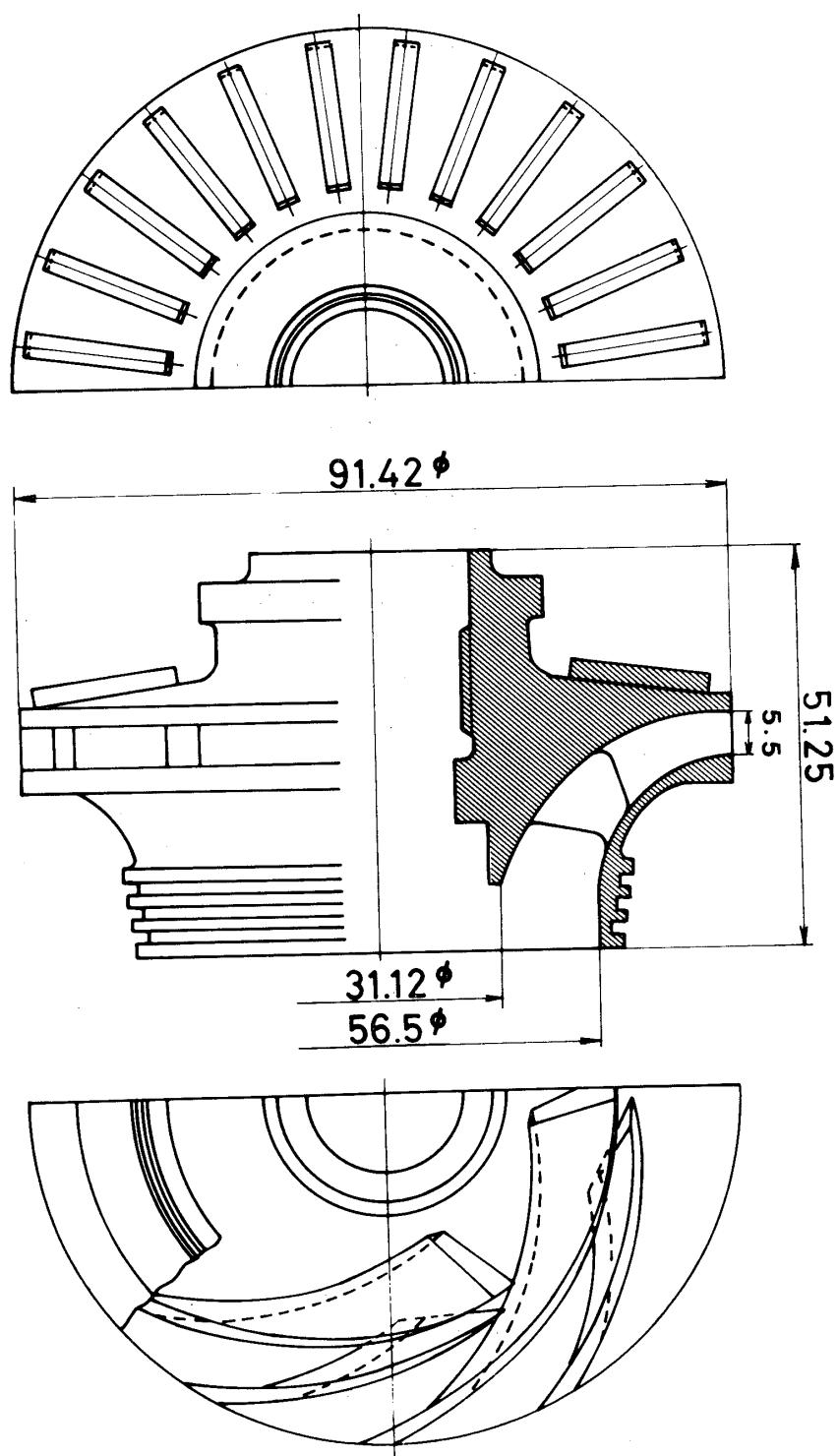


図4 液酸ポンプインペラー

表1 インペラーよびインデューサーの形状諸元

[インペラ]	(液水ポンプ)	(液酸ポンプ)
翼数	24	12°
平均有効直径における入口翼角	15	15.5
入口平均有効直径	54.7	48.8 mm
出口翼角	90	28°
インペラ外径	129.8	91.4 mm

(液水ポンプ)

インペラーハブの形状

$$R = 64.9 - \left\{ 1.0 - \frac{(Z+8.06)^2}{42.06^2} \right\}^{1/2} \times 49.75 \quad (0 \leq Z \leq 34 \text{ mm}) \quad R = 45.7 - \left\{ 1.0 - \frac{(Z+5.27)^2}{26.78^2} \right\}^{1/2} \times 30.75 \quad (0 \leq Z \leq 21.5 \text{ mm})$$

インペラーシュラウド形状

$$R = 64.9 - \left\{ 1.0 - \frac{Z^2}{30.3^2} \right\}^{1/2} \times 33.65 \quad (0 \leq Z \leq 30.3 \text{ mm}) \quad R = 45.7 - \left\{ 1.0 - \frac{Z^2}{16^2} \right\}^{1/2} \times 17.46 \quad (0 \leq Z \leq 16 \text{ mm})$$

インペラ翼形状

$$\Theta(Z) = 3.79 \times 10^{-3} \times (28.0 - Z)^2 \quad (10 \leq Z \leq 28 \text{ mm})$$

$$\Theta(Z) = 0 \quad (28 \leq Z \leq 34 \text{ mm})$$

$$\Theta(Z, R) = 0.01 \times (Z - 18.75)^2 \cos \{ 3.45 \times 10^{-3} \times (R - 24.38)^2 \}$$

$$+ 0.0411 \times (45.7 - R) \sin \{ 0.123 \times (Z - 6) \} \quad [\text{rad}] \quad (6 \leq Z \leq 21.5 \text{ mm})$$

[インデューサー]	(液水ポンプ)	(液酸ポンプ)
翼数	3	3
入口先端翼角	9.5	10°
入口先端アタック角	3.25	3.09°
先端キャンバー角	2.93	3.03°
外径	62.5	56.5 mm
入口ハブ直径	18.8	18.1 mm
ハブ傾斜角	13.0	13.0°

(液水ポンプ)

インデューサー翼形状

$$\Theta(Z, R) = \tan^{-1} \left[\frac{1}{R} \{ 488. + (6.63 + 0.163 Z)^2 \}^{1/2} \tan (0.0941 Z + 12.8^\circ) \right] \quad (0 \leq Z \leq 29 \text{ mm})$$

$$\Theta(Z, R) = \tan^{-1} \left[\frac{1}{R} \{ 399. + (6.39 + 0.163 Z)^2 \}^{1/2} \tan (0.0934 Z + 13.36) \right]$$

$$[\text{deg.}] \quad (0 \leq Z \leq 28.25 \text{ mm})$$

2.2. ポンプ

液水および液酸ポンプは共にヘリカルインペラーを有する单段の遠心ポンプであり、単一ボリュートケーシングを持つ。

(インペラ)

図3および図4に示すように液水および液酸ポンプインペラにはシュラウドが付いており、また、インペラ背面にはポンプの軸推力をバランスするための放射状の小さな翼が24枚設けてある。液水ポンプインペラの吐出角は 90° で、液酸ポンプのそれは 28° である。このような値を採用したのは、液水ポンプでは圧力係数をできるだけ大きくしてインペラの周速度を減じ、インペラに作用する応力を緩和することにあり、また、液酸ポンプではポンプ効率を高めることと混合比制御を行う場合に流量制御の行い易い圧力一流量特性を持たせることにある。

ポンプ流体とのスリップおよび摩擦損失とを考慮して、液水ポンプインペラは大中小の3種類、総数24枚の翼から構成され、液酸ポンプでは大小の2種類、総数12枚の翼から構成されている。表1および図5、6にインペラの形状諸元を示した。インペラの形状を決定するにあたって参考文献[3]～[5]を参考にした。

インペラの応力解析は周速度の大きい液水ポンプについて詳細に行った。有限要素法による回転応力の解析によると、図7に示すように軸に近い部分で最大値 15kg/mm^2 になっているが、この値はインペラ材に用いたアルミニウム合金6061-T6の常温における耐力 25kg/mm^2 に対しても十分余裕のある値である。

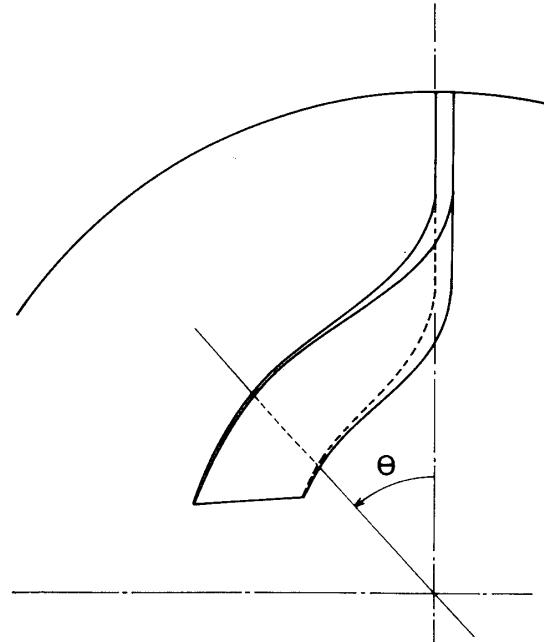


図5 液水ポンプインペラ翼形状

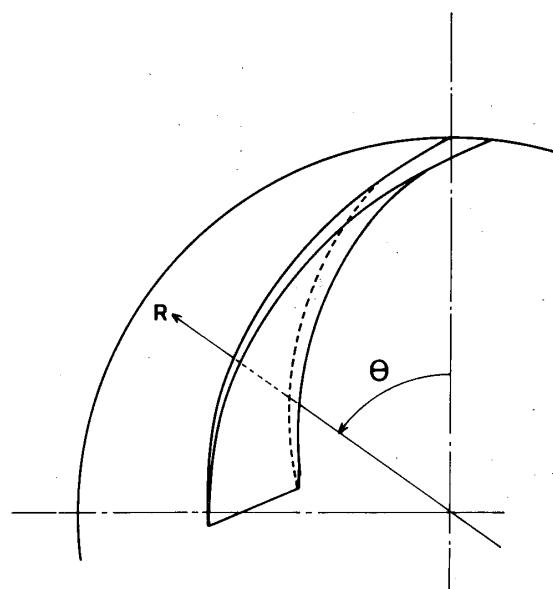


図6 液酸ポンプインペラ翼形状

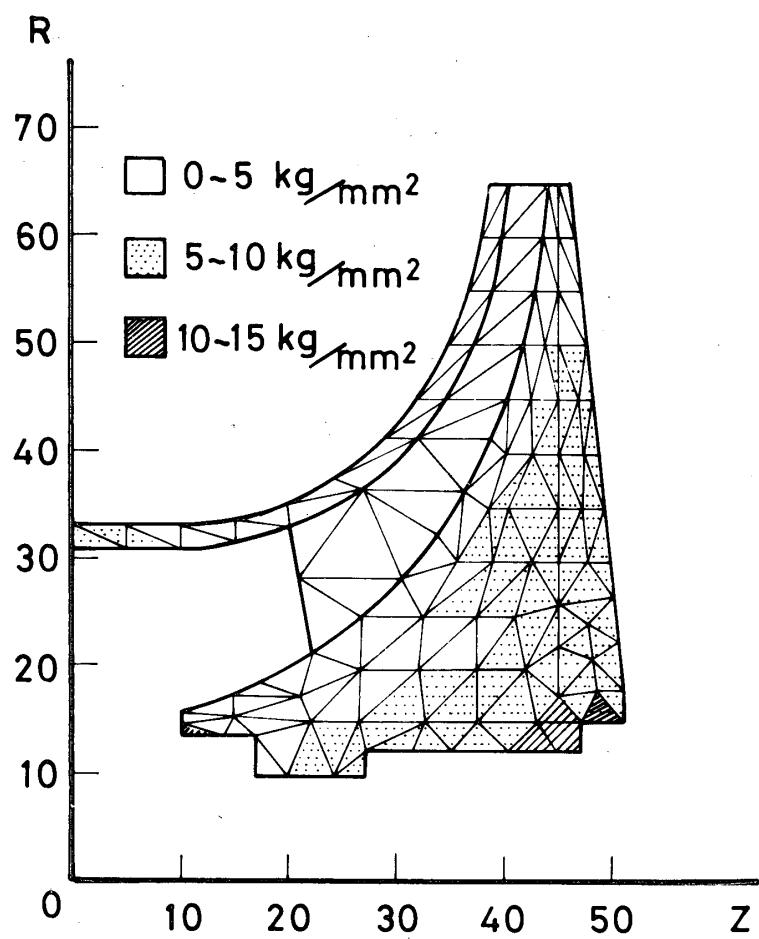


図7 液水ポンプインペラの回転応力分布

(インデューサー)

ロケットエンジン用ポンプの吸込圧力は推進剤タンクの圧力によって決り、この圧力はタンクの構造重量を軽減するため、おおよそ $1.5 \sim 3.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ A}$ の範囲にある。従って、インペラーエンジン内でのキャビテーションの発生による性能劣化を起さないようインデューサーによってインペラーアクション圧力を高めている。

インデューサーの吸込特性については Brumfield の基準 [6] があるが、これは冷水や RP-1 などの低蒸気圧のポンプ流体に適用されており、液体水素や液体酸素に対しては TSH (Thermodynamic Suppression Head) が期待でき、これによってインデューサーでの局部的な NPSH (Net Positive Suction Head) が減少しても吸込性能が劣化しない効果がある [7] [8] [9] [10] [11]。

インデューサーの吸込性能は次に示すキャビテーションパラメーター ϵ によって表わされる。

$$\epsilon = \frac{\text{NPSH}}{\text{Cm}^2 / 2g} \quad (1)$$

今までに開発されたインデューサーの実験結果を整理したところによると各種のポンプ流体について次のような ϵ 値が得られており [9]、また NASA のポンプ設計基準 [12] および Brumfield の基準による ϵ 値を合せて示した。

ポンプ流体	実験結果	NASA 設計基準	Brumfield の基準
液体水素	$\epsilon = 1.0$	$\epsilon > 1.3$	
液体酸素	$\epsilon = 2.0$	$\epsilon > 2.3$	
冷水, RP-1	$\epsilon = 3.0 \left(\frac{0.0721}{\phi} \right)^{4/9}$	$\epsilon > 3.0$	$\epsilon = \frac{3}{1 - 2 \phi^2} \geq 3.0$

今回の設計においては、液体水素に対して $\epsilon = 2.0$ 、液体酸素に対して $\epsilon = 3.0$ としてインデューサーの翼形状を決定した。

図 8, 9 に液水および液酸ポンプインデューサーを示した。インデューサーの翼形状としては半径方向に一様に最適なキャビテーション特性が得られ、加工も容易な Constant radial lead ($r \tan \beta = \text{const.}$) を採用した。

(ボリュート)

ボリュートとしては図 10, 11 に示すように単一ボリュートを採用した。この型式はボリュート内の周方向圧力分布が不均衡になる欠点があるが、外径および重量を軽減でき、構造が単純である。

ボリュート内の平均流速は周方向の各部で一定になるように設計し、平均流速として次の値を採用した [13]。

$$Cv = 0.5 \sqrt{2 g \Delta H} \quad (2)$$

ポンプの設計諸元を表 2 にまとめて示した。

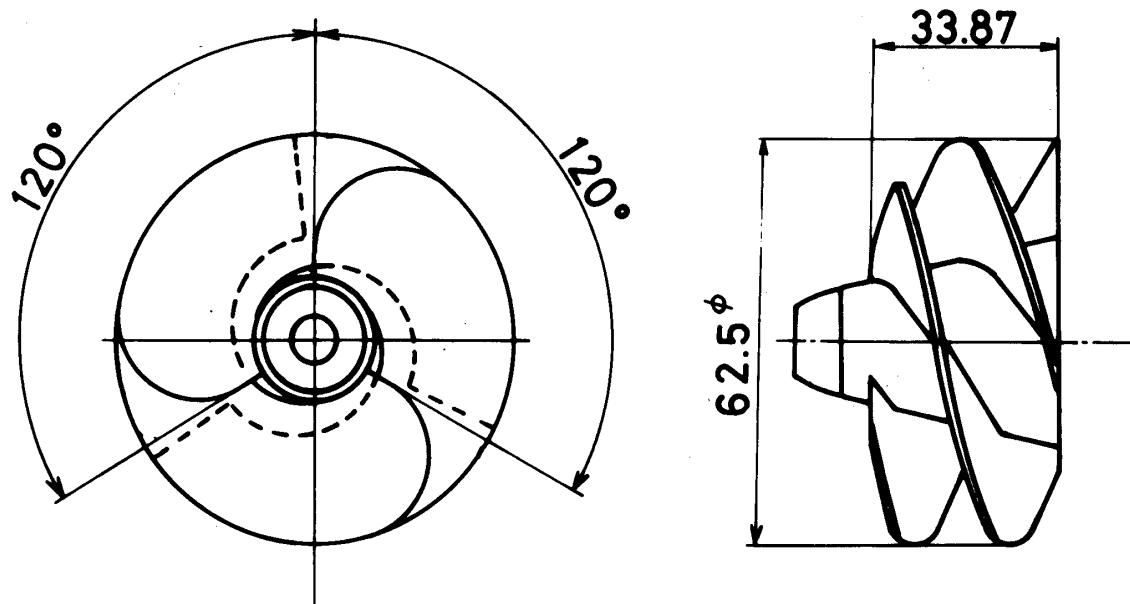


図8 液水ポンプインデューサー

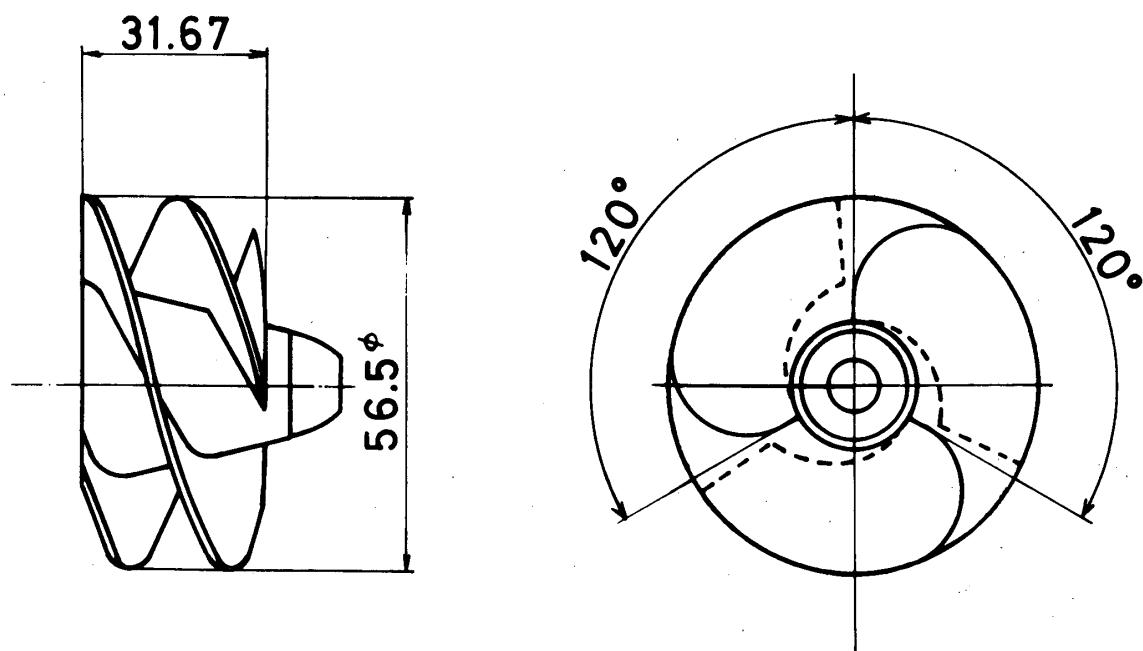


図9 液酸ポンプインデューサー

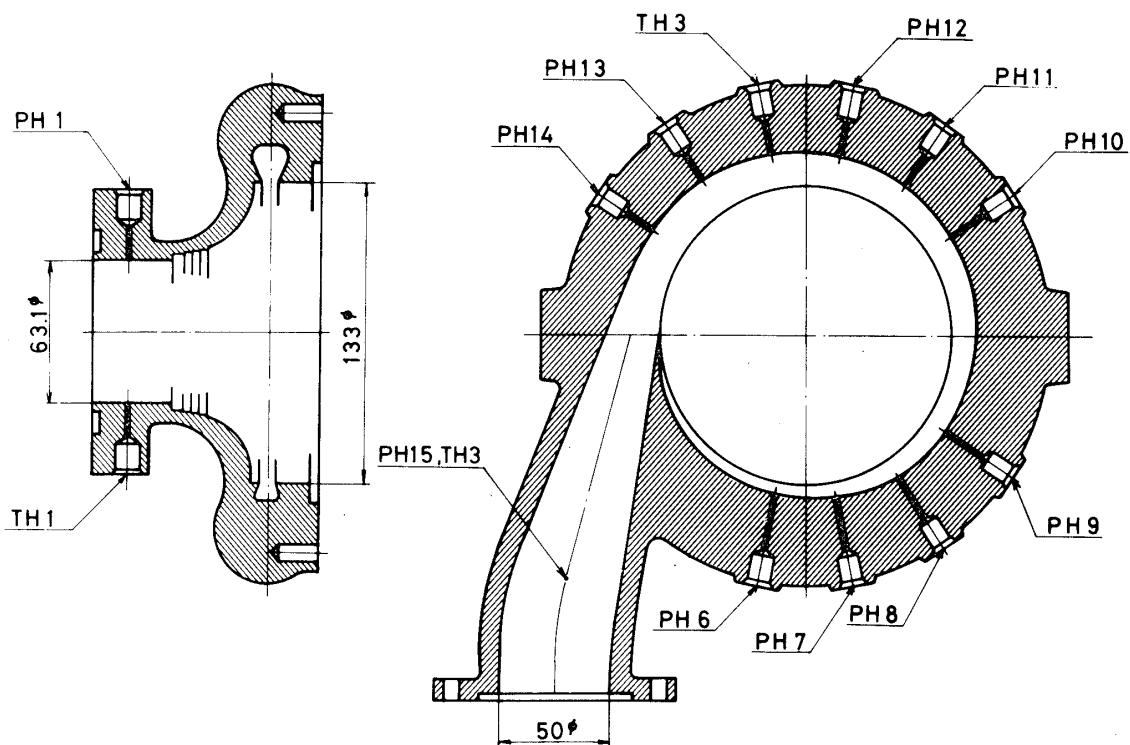


図10 液水ポンプボリュート

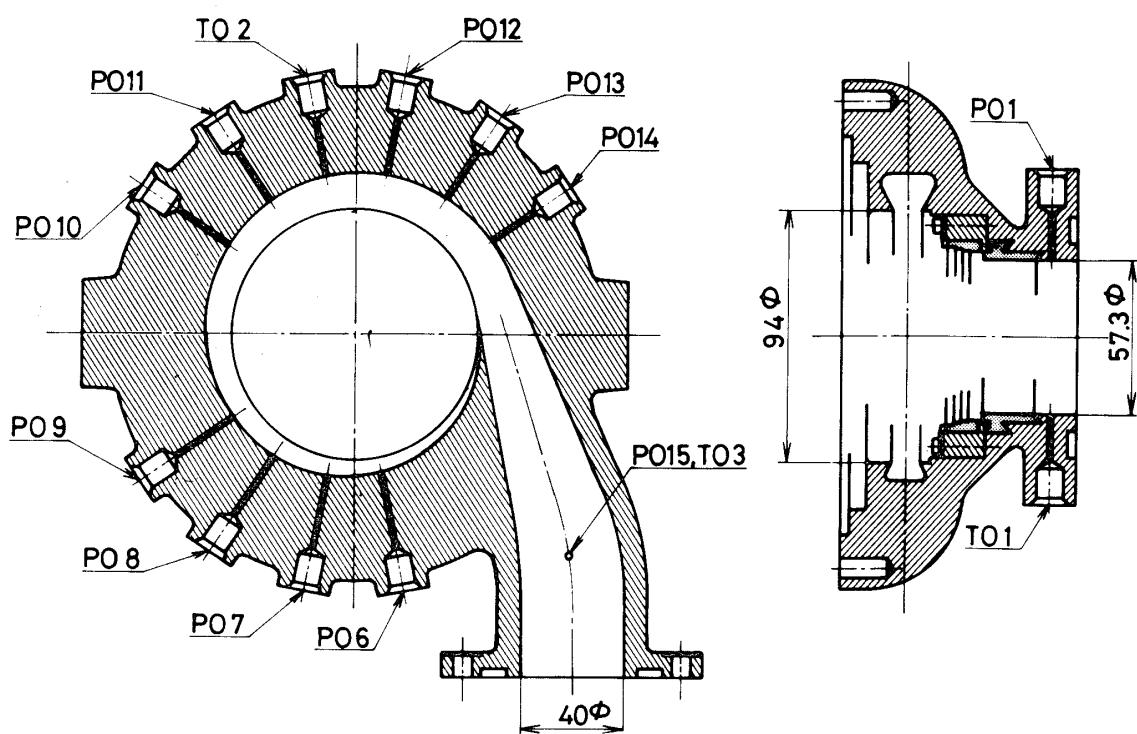


図11 液酸ポンプボリュート

表2 ポンプ設計諸元

	液水ポンプ	液酸ポンプ
ポンプヘッド	5658	311 m
ポンプ流量	2.46	0.738 m^3/min
回転数	43000 (44000)	16000 (17200) rpm
比速度	103 (105)	186 (200) $\text{m}^3/\text{min}, \text{m}, \text{rpm}$
圧力係数	0.65 (0.63)	0.52 (0.46)
インデューサー入口流量係数	0.109 (0.107)	0.121 (0.113)
臨界 NPSH	32	6.9 m
有効 NPSH	100	12.3 m
インペラ出口流量係数	0.110 (0.108)	0.105 (0.098)

() 内の値は TP-702 ポンプの諸元

2.3. ポンプ軸推力のバランス

遠心ポンプにおいては、ポンプ内で生じる流体の軸方向の運動量変化によって、インデューサーおよびインペラに不均衡な軸方向の力が作用する。更に、タービン部やベアリングケース等からも不均衡な軸方向の力が生じる。これらの不均衡な力を除却するため、種々の方式が考案され実用化されているが、今回の設計においてはインペラの背面に放射状の小さな翼を設ける方式を採用した。この方式はロケットエンジンのように急速に起動および停止を行う場合に追従性が良い特長がある。

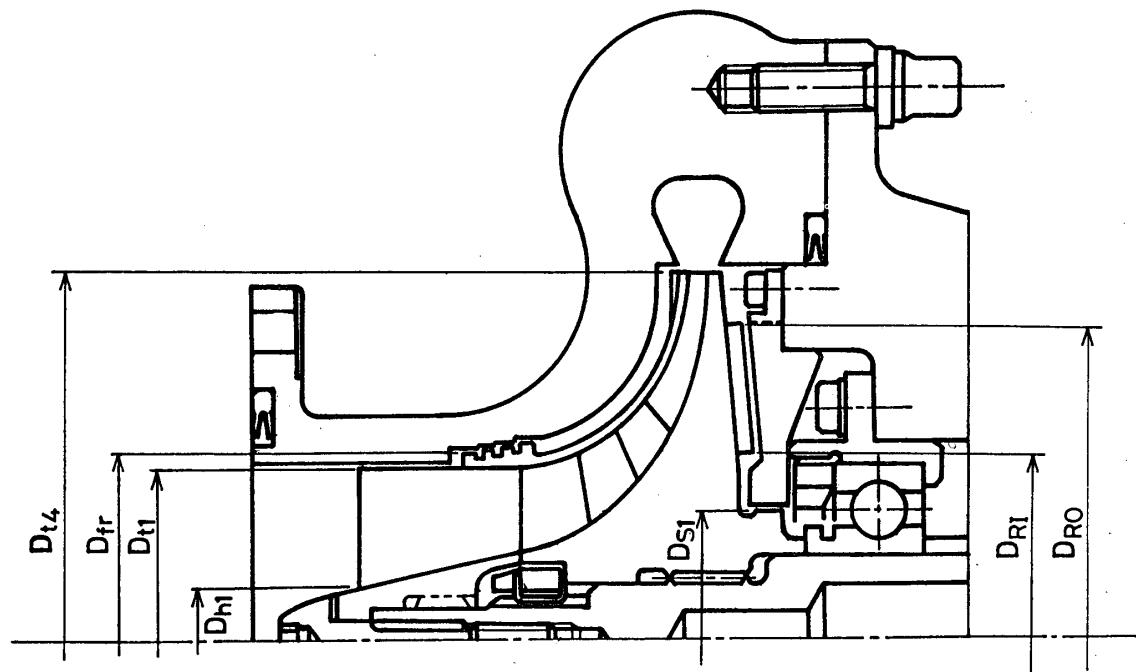


図12 ポンプの寸法諸元

図12に示すポンプの寸法諸元に対する不均衡軸推力は次のようになる。

$$F_p = (A_{fr} - A_{s1}) \left\{ H_{fr} - \frac{1}{2} \frac{(\frac{1}{2} U_{fr})^2 - (\frac{1}{2} U_{s1})^2}{2g} \right\} r \quad (3)$$

$$-(A_{fr} - A_{t1}) P_{fr} - A_{h1} P_1 - W_p C m_1 / g + F_e$$

$$A_{fr} = \frac{\pi}{4} D^2_{fr}, \quad A_{s1} = \frac{\pi}{4} D^2_{s1}, \quad A_{t1} = \frac{\pi}{4} D^2_{t1}, \quad A_{h1} = \frac{\pi}{4} D^2_{h1},$$

$$U_{fr} = N\pi D_{fr} / 60, \quad U_{s1} = N\pi D_{s1} / 60,$$

$$H_{fr} = H_r - \frac{1}{2g} \left\{ \left(\frac{1}{2} U_{t1} \right)^2 - \left(\frac{1}{2} U_{fr} \right)^2 \right\}, \quad Hv = Ho - C^2 v / 2g,$$

$$P_{fr} = P_1 + \Delta P_{ind}$$

F_p, F_e ; ポンプ入口方向を正とする。

(3)式を導くにあたって、インペラ前面および背面シュラウドとケース間の流体はインペラの角速度の1/2で回転すると仮定した。この仮定の妥当性についてはGrunow [14]、および Stepanoff [15]によって確認されている。(3)式の第1項はインペラに作用する不均衡軸推力である。図13にインペラ前面および背面の圧力分布を示した。インペラに作用する不均衡軸推力はその前面に作用するABCDと背面に作用する ABE_2F_2 の差に相当する。第2項および第3項はポンプ入口方向から作用する圧力による力である。第4項はインデューサに作用する流体力であり、第5項はポンプ以外から軸に作用する力である。

インペラ背面に放射状の翼を設けると、インペラ背面の圧力分布は図13に示すように AGK_1K_2 のようになり、 GK_2F_2 だけ背面に作用する軸推力が減じられ、その減少分は次のようになる。

$$F_{PR} = \frac{1}{4} \left\{ \frac{1}{2} (A_{RO} - A_{RI}) + (A_{RI} - A_{s1}) \right\} \frac{U_{RO}^2 - U_{RI}^2}{2g} r (2 + \frac{t}{s}) \frac{t}{s} \quad (4)$$

$$A_{RO} = \frac{\pi}{4} D^2_{RO}, \quad A_{RI} = \frac{\pi}{4} D^2_{RI}, \quad A_{s1} = \frac{\pi}{4} D^2_{s1}, \quad U_{RO} = N\pi D_{RO} / 60,$$

$$U_{RI} = N\pi D_{RI} / 60$$

ここで、インペラ背面に放射状の翼がある場合の背面シュラウドとケース間の流体の角速度を次のように仮定した[15]。

$$\omega' = \frac{\omega}{2} (1 - \frac{t}{s}) \quad (5)$$

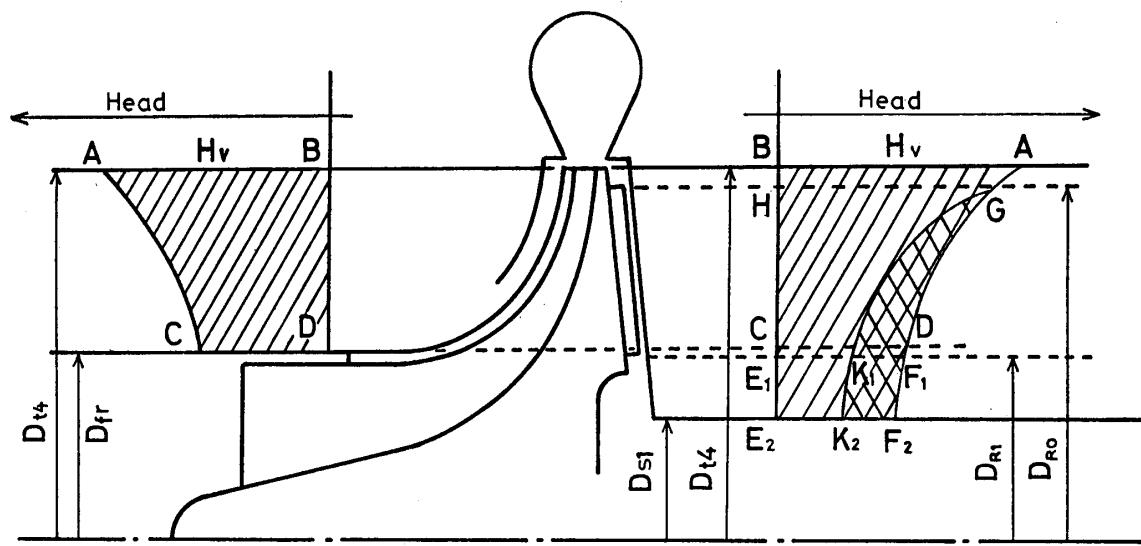


図13 ポンプに作用する不均衡な軸推力

ポンプの不均衡な軸推力 F_P を背面の放射状翼によって生じる力 F_{PR} を用いて完全に均衡を保つためには、 $F_P = F_{PR}$ になるように放射状翼の形状 (D_{R0} , D_{RI} , t/s) を決定すればよい。表3にポンプの形状寸法を示す。

表3 ポンプの形状寸法

	(液水ポンプ)	(液酸ポンプ)
D_{t4}	129.8	91.4
D_{f4}	64.5	60.5
D_{t1}	62.5	56.5
D_{h1}	18.75	18.08
D_{s1}	46.6	44.7
D_{RI}	66.0	50.0
D_{R0}	112.0	87.3
S	3.77	33.3
t	2.77	2.33

(単位: mm)

2.4. 回転系

回転軸は図1に示すようにタービンディスクと一体構造になっており、インペラーよりもインデューサーはスライド結合によってそれぞれ軸に固定されている。回転軸は2個のボールベアリングによってポンプケースに支持されている、ボールベアリングは極低温状態にあるため固体潤滑剤による自己潤滑機能を有するものを使用している[16]。これはテフロンをガラス纖維で強化したもの（商品ルーロン）をボールの保持器として用い、これが回転するボールと接触する際に潤滑剤がボールに転移し、更に内外輪の転道面へと転移して、摩擦面全体を潤滑剤の被膜で覆う方式である。また、二個のベアリングの中央に設けた20個のノズルからポンプ流体を噴射して、ベアリングの冷却を行っている。

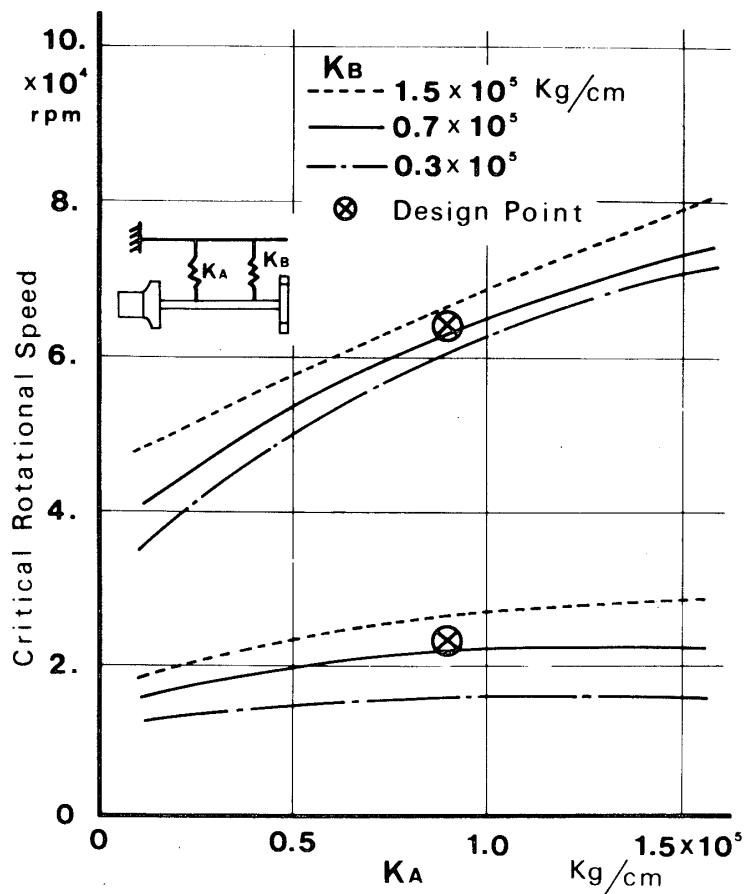


図14 液水ポンプ回転系の固有振動数

図14, 15に液水および液酸ターボポンプの回転系の固有振動数を解析した結果を示した。両ポンプの一次および二次の危険回転数を次のように調整し、定格回転数が一次と二次の危険回転数の中間にくるようにした。

	一 次	二 次
液 水 ポ ン プ	23,000 rpm	65,000 rpm
液 酸 ポ ン プ	10,000 rpm	44,000 rpm

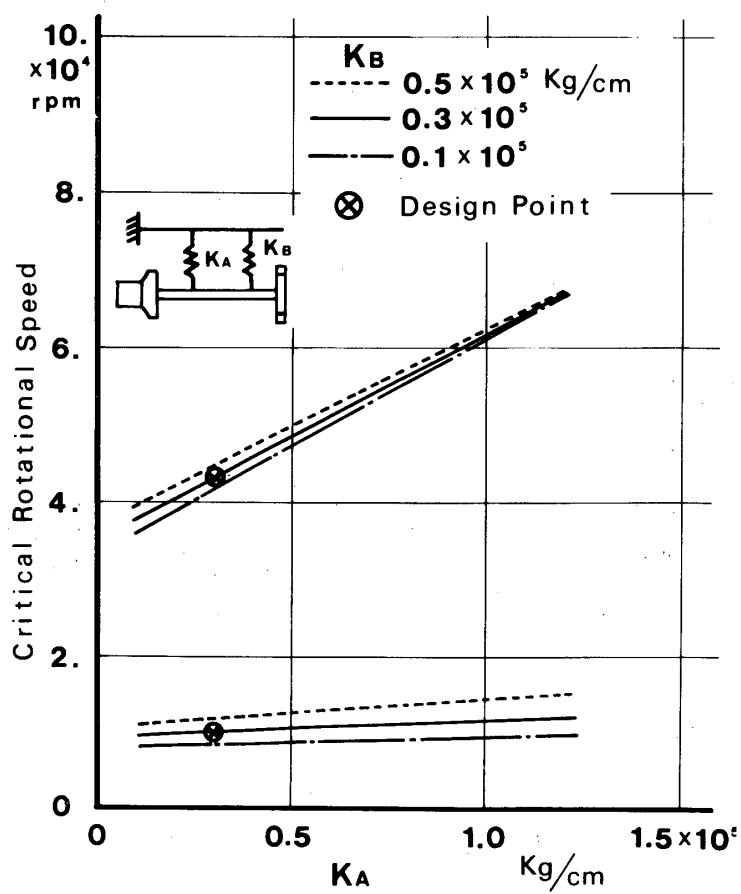


図15 液酸ポンプの回転系の固有振動数

2.5. シール

シール関係の概略図を図16に示した。ターボポンプ回転部のシールにはメカニカルシール（A）とラビリンスシール（B, C, E）を使いわけ、ポンプケース間にはナフレックスシール（D）を用いた。インデューサーとインペラー間にはラビリンスシール（C）を用い、液酸ポンプには接触による爆発を防止するためラビリンスと対向するケース面にKel-Fを填込んである。ベアリングケースとタービン間にはポンプ流体側にはメカニカルシールを、タービンガス側にはラビリンスシールを併用している。

更に、液酸ポンプではベアリングケースから漏洩した酸素ガスがタービンガスと反応し、再燃焼することを防止するため、特殊なラビリンスシール（E）を用いて酸素の漏洩が皆無になるように設計した。この特殊なラビリンスシールでは中央からヘリウムガスを吹き込み、タービン側とベアリングケース側の両方向へのヘリウムガスの流れを作り、タービンガスと酸素ガスを完全に分離する構造になっている。液水ポンプではこの特殊なラビリンスシールを除いて、他のシールの配置は液酸ポンプと同様である。

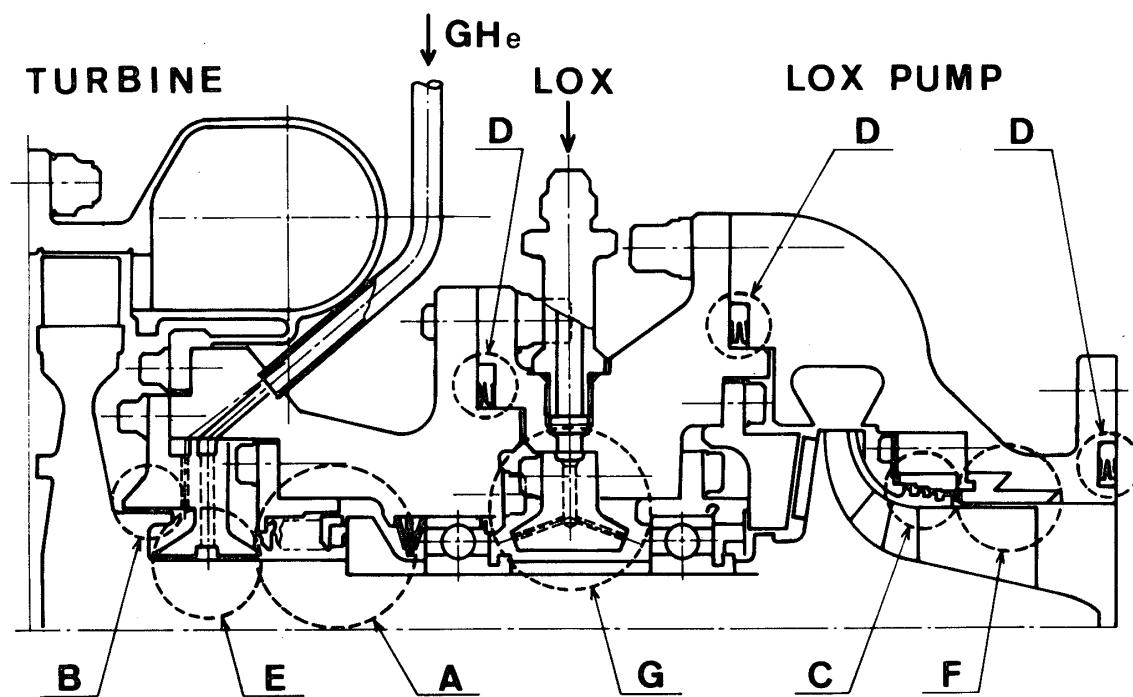


図16 液酸ポンプシールの概略図

- | | |
|-----------------------|----------------|
| A : メカニカルシール | B : ガスラビリンスシール |
| C : 液ラビリンスシール | D : ナフレックスシール |
| E : ヘリウムガス分離型ラビリンスシール | |
| F : Kel-F 接触防護リング | G : ベアリング冷却ノズル |

3. 試験装置 [17]

試験装置の主要な機能は、(1)ポンプ流体の供給および排液、(2)タービン駆動ガスの供給、(3)バージおよびポンプシールガスの供給である。試験装置の大部分は軌道上を移動できる台車上に設置されており、ターボポンプの運転は制御盤より遠隔操作で行われる。図 17 に装置の配管系統図を示した。以下に各機能の概要を述べる。

3.1. ポンプ流体の供給および排液

液体水素および液体酸素は台車上に設置した充填容積がそれぞれ 1000 ℥と 400 ℥の真空断熱ジャケット付のタンク (TK-1, TK-3) から加圧供給によってポンプに供給される。供給圧力は遠隔操作によって 5 kg/cm²Gまで任意に設定でき、その設定圧力に自動的に保持される。液体水素の供給配管はポンプ入口まで真空断熱されており、液体酸素の供給配管には一部分簡易断熱が併用されている。ポンプから吐出した液は配管によってキャッチタンクを兼ねたベントスタックに導かれ、一時貯蔵された後に序々に気化され、大気中に排棄される。ポンプからベントスタックへの液体水素の配管は二重配管になっており、実験開始前に内管の外側を液体窒素で予冷できる。一方、液体酸素の配管は簡易断熱を施した単管である。ベントスタックは真空断熱のジャケット付であり、その真空度をヘリウムガスによって調節し、液の気化速度を変えている。

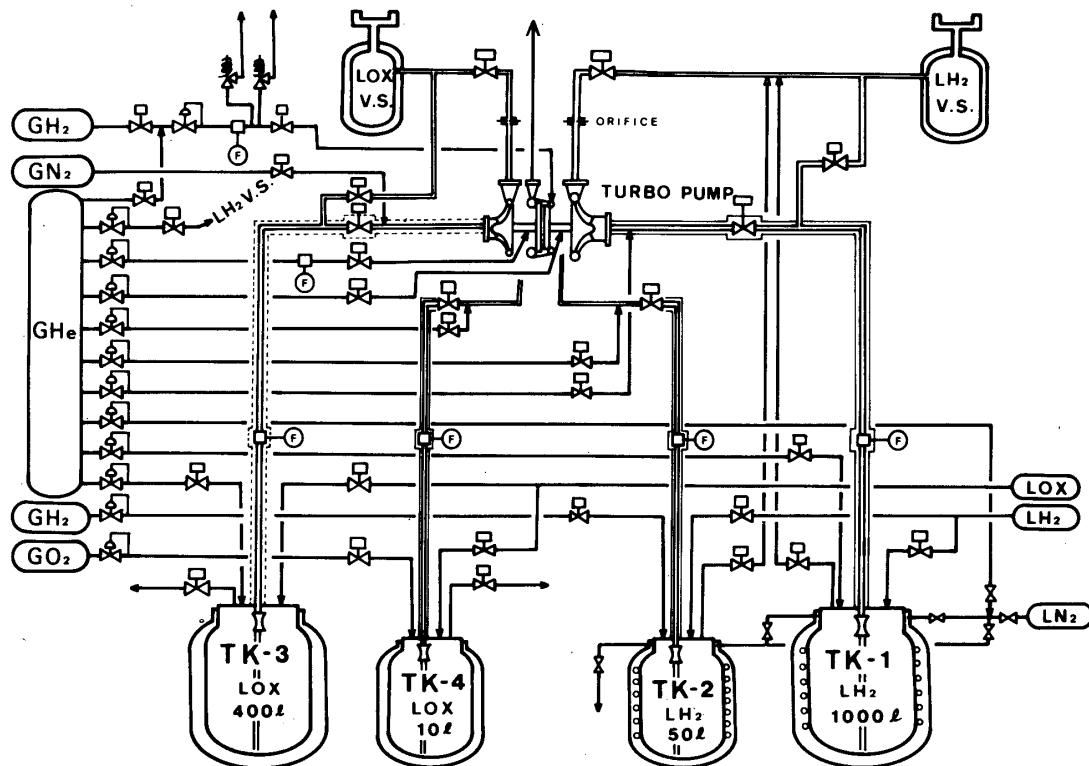


図 17 ポンプ試験設備配管系統図

ポンプの吐出流量はポンプ出口に設けたオリフィスによって調節しており、流量はポンプ入口配管に設けたタービンフローメーターとベンチュリーフローメーターによって計測している。

3.2. タービン駆動ガスの供給

タービンは最終的にガスジェネレーターと組合せた熱走試験を行うが、それ以前の段階として常温の窒素ガスあるいは水素ガス等によって冷走試験される。この冷走試験のための駆動ガスは、30本組のガスボンベから遠隔調節のできる減圧弁を介してタービンに供給される。タービンを緊急停止する場合の非常用として、駆動ガス供給弁RV-401の下流の圧力を急速に下げる放出弁を設けた。この放出弁は電磁式で40 msec以内で開き、更に冗長性を持たせるため2台併用した。

3.3. パージおよびポンプシールガスの供給

試験設備のタンクおよび配管内はすべてヘリウムガスによって置換でき、各部を8系統に分けてヘリウムガスを供給しており、水素系と酸素系および圧力の異なる系間で逆流によるガスの混入がないように配慮した。

ポンプの軸シールを行うため、液水および液酸ポンプのそれぞれに1系統のヘリウムガス供給ラインを設けた。2.4.節でも述べたように、液酸ポンプのシールガスの欠陥は大きな事故を招くため、その供給流量はタービンフローメーターによってモニターできる。

3.4. 試験装置の制御

ターボポンプの運転時の操作および装置の主な計測モニターは遠隔で行うことができる。制御操作盤には図15に示す配管系統図をグラフィックパネルに描き、弁の開閉操作ボタンはこのパネルに描かれた弁の位置に配置した。空気作動型の全ての弁にはその開閉の状態を確認できるアンサーを設け、操作ボタンにランプで表示する。

圧力、温度、流量、タンクの液位およびタービン回転数等の装置および供試体の主要な状態はパネルメーターによってモニターできる。

ターボポンプの運転は2台のシーケンサーによって自動的に行っており、そのうちの1台は起動から定常に経るまでの制御を行い、残りの1台によって停止の制御を行っている。運転中に異常が生じた場合には、自動および手動操作によって停止シーケンサーを作動させ、自動的に運転を停止できる。通常、弁はシーケンサーによって自動的に制御されるが、部分的に運転を補足する場合のために、シーケンサーによって弁が制御されている最中であっても、個々の弁は手動操作が優先するように配慮した。

3.5. 計測

計測には大きく分けて次の3種類がある。

- (1)データー解析を行うため記録を必要とする計測
- (2)運転状態を監視するため操作盤に常に指示する計測
- (3)緊急停止に用いる計測

記録を必要とする計測のうちで供試体に関するものを表4に、試験設備に関するものを表5に示した。記録は主にミニコンによってデジタル化し、磁気テープに収録しておき、実験終了後XYプロッターに出力する。

表4 供試体関係計測項目

(I) ポンプ部		圧力	温度	圧力	温度	圧力	温度	圧力	温度
PH 1	0~5 kg/cm ² A	TH 1	20~300 degK	P _O 1	0~5 kg/cm ² A	T _O 1	77~300 deg K		
PH 2	0~10			P _O 2	0~10				
PH 3	1~70			P _O 3	1~60				
PH 4	1~70			P _O 4	1~60				
PH 5	1~70			P _O 5	1~60				
PH 6	1~70	TH 2	20~300	P _O 6	1~60	T _O 2	77~300		
PH 7	1~70			P _O 7	1~60				
PH 8	1~70			P _O 8	1~60				
PH 9	1~70			P _O 9	1~60				
PH 10	1~70			P _O 10	1~60				
PH 11	1~70			P _O 11	1~60				
PH 12	1~70			P _O 12	1~60				
PH 13	1~70			P _O 13	1~60				
PH 14	1~70			P _O 14	1~60	T _O 3	77~300		
PH 15	1~70			P _O 15	1~60				
デヒューズ一部		TH 3	20~300						
No. 1									
No. 2									
No. 3									
No. 4									
No. 5									
No. 6									
No. 7									
No. 8									
No. 9									
(II) ベアリングケース部		TH 4	20~300						
ポンプ側ベアリング		TH 5	20~300						
タービン側ベアリング									
中間部ケーシング									
後部ケーシング									
(III) タービン部		圧力	温度	C-AuFe : Chromel - Au - 7Fe		CRC : Chromel - Constantan		C-A : Chromel - Alumel	
ノズルマニホールド	PT 1	1~3 kg/cm ² A	TT 1	200~1000 K					
排気マニホールド	No. 1	PT 2	1~5	TT 2	200~1000				
	No. 2	PT 3	1~5						
	No. 3	PT 4	1~5						
	No. 4	PT 5	1~5						
	No. 5	PT 6	1~5						
(IV) ベアリングケース部		振動		液体水素ターボポンプ		液体機素ターボポンプ		V = 2	
半径方向		V - 1							
軸方向		V - 3							

表5 試験設備関係計測項目

	測定箇所	ピックアップ	Tag No.	測定期間
(1) 流量 タービン 流量計 流	水素ポンプ入口ライン 酸素ポンプ入口ライン GG水素入口ライン GG酸素入口ライン シール用ヘリウムガスライン ターピン駆動用ガスライン	アイソレーター仕様 EKX 201B (北辰) EKX 201B (北辰) EKX 201B (北辰) EKX 201B (北辰) EKX 201B (北辰) EKX 201B (北辰)	QT-5 QT-6 QT-7 QT-8 QT-9 QT-10	0~80 1/sec 0~35 1/sec 0~4.5 1/sec 0~3.5 1/sec 0~3.5 1/sec 0~4.1 1/sec
(2) 液面	水素ポンプ入口ライン GG水素入口ライン	DP 0011 (新興) DP 0011 (新興) DP 0011 (新興) DP 0011 (新興)	QV-1 QV-3 QV-2 QV-4	0~0.1kg/cm ² 0~0.1kg/cm ² 0~0.2kg/cm ² 0~0.1kg/cm ²
(3) 圧力	1000 1液体水素タンク 50 1液体水素タンク 400 1液体酸素タンク 10 1液体酸素タンク	HLD (新興) HLD (新興) DP 0011 (新興) DP 0011 (新興)	LK-1 LK-2 LK-3 LK-4	0~0.05 kg/cm ² 0~0.05 kg/cm ² 0~0.2 kg/cm ² 0~0.1 kg/cm ²
(4) 温度	1000 1液体水素タンク 50 1液体水素タンク 400 1液体酸素タンク 10 1液体酸素タンク 水素ポンプ出入口ライン 酸素ポンプ出入口ライン 水素ポンプ出入口ライン 酸素ポンプ出入口ライン ターピン駆動ガスライン ターピン排気ガスライン	DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興) DHF (新興)	PK-1 PK-2 PK-3 PK-4 PK-5 PK-6 PK-7 PK-8 PK-9 PK-10	0~5 kg/cm ² 0~50 kg/cm ² 0~5 kg/cm ² 0~50 kg/cm ² 0~5 kg/cm ² 0~50 kg/cm ² 0~5 kg/cm ² 0~50 kg/cm ² 0~10 kg/cm ² 0~50 kg/cm ²
(5) 回転数	ターボポンプ水素側回転数 ターボポンプ酸素側回転数	タービンタコメーター (小野)	R-1 R-2	0~50000 rpm 0~25000 rpm

表6 運転操作盤に指示する計測項目

	測定箇所	ビックアップ	指示計	Tag No.	測定期間
(1) 流量	水素ポンプ入口ライン 酸素ポンプ入口ライン GG水素入口ライン GG酸素入口ライン シール用ヘリウムガスライン タービン駆動ガスライン	タービン流量計 CRL 2-1/2-150 (COX) CRL 2-1/2-150 (COX) CRL 3/4 (12) 600 (COX) CRM1/2 (8-6) 600 (COX) CL 8-6 (COX) FGL 1-1/2-600 (COX)	EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰)	QT-5 QT-6 QT-7 QT-8 QT-9 QT-10	0~80 1/sec 0~35 1/sec 0~4.51/sec 0~3.51/sec 0~3.51/sec 0~4.51/sec
(2) 液面	1000 1液体水素タンク 50 1液体水素タンク 400 1液体酸素タンク 10 1液体酸素タンク	差圧計 DPF 100 (北辰) DPF 100 (北辰) DPF 100 (北辰) DPF 100 (北辰)	EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰)	LI-1 LI-2 LI-3 LI-4	0~1300 0~500 0~1300 0~450
(3) 圧力	1000 1液体水素タンク 50 1液体水素タンク 400 1液体酸素タンク 10 1液体酸素タンク 水素ポンプ出ロライン 酸素ポンプ出ロライン タービン駆動ガスライン 50 1液体水素タンク加压ライン 10 1液体水素タンク加压ライン 1000 1液体水素タンク加压ライン 400 1液体酸素タンク加压ライン	圧力計 PB 123 (千野) PB 123 (千野)	EKM 16NL (北辰) EKM 16NL (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 15L (北辰) EKM 16NL (北辰) EKM 16NL (北辰) EKM 16NL (北辰) EKM 16NL (北辰) EKM 16NL (北辰) EKM 16NL (北辰)	PI-1 PI-2 PI-3 PI-4 PI-5 PI-6 PIC-1 PIC-2 PIC-3 PIC-4 PIC-5	0~6 kg/cm ² G 0~70 kg/cm ² G 0~6 kg/cm ² G 0~70 kg/cm ² G 0~70 kg/cm ² G 0~70 kg/cm ² G 0~40 kg/cm ² G 0~70 kg/cm ² G 0~70 kg/cm ² G 0~10 kg/cm ² G 0~10 kg/cm ² G
(4) 温度	1000 1液体水素タンク内 50 1液体水素タンク内 400 1液体酸素タンク内 10 1液体酸素タンク内		EKT 202B (北辰) EKT 202B (北辰) FC-48 (北辰) FC-48 (北辰)	T1-1 T1-2 T1-3 T1-4	10~300 deg K 10~300 deg K 80~300 deg K 80~300 deg K
(5) 回転数	ターボポンプ水素側回転数 ターボポンプ酸素側回転数	タービンタコメーター (小野) タービンタコメーター (小野)	MHV-11 (小野) MHV-11 (小野)	R-1 R-2	0~60000 rpm 0~30000 rpm

操作盤に指示する計測器は主に工業計器を用いており、表6にその項目を示した。緊急停止に用いる計測関係は次章に説明する表7に示した。

4. 試験方法

試験手順の概要を図18に示した。ターボポンプを起動する前にポンプおよび試験設備の配管系をヘリウムガスによって置換し、液水ポンプの吐出配管および液水ベントスタックを液体窒素によって予冷する。また、供給タンクからポンプ入口までの配管、ポンプおよびベアリングの予冷はポンプ流体を用いて行う。各部の予冷を確認した後に、タービン駆動ガスの供給圧力を徐々に上昇し、第1段タービンの回転数がおよそ15000 rpmに達した状態で運転し、ポンプの吐出圧力、ベアリング温度および振動に異常がないことを確認した後、更にタービン回転数を上昇し目標とする回転数で定常運転に入る。予冷運転においては、供給タンクを加圧し、ポンプ吐出弁を閉じた状態で、ポンプ流体をポンプ入口からベアリングケースを通してベントスタックに流す。両ポンプ共にベアリング温度を110°K以下に予冷する。

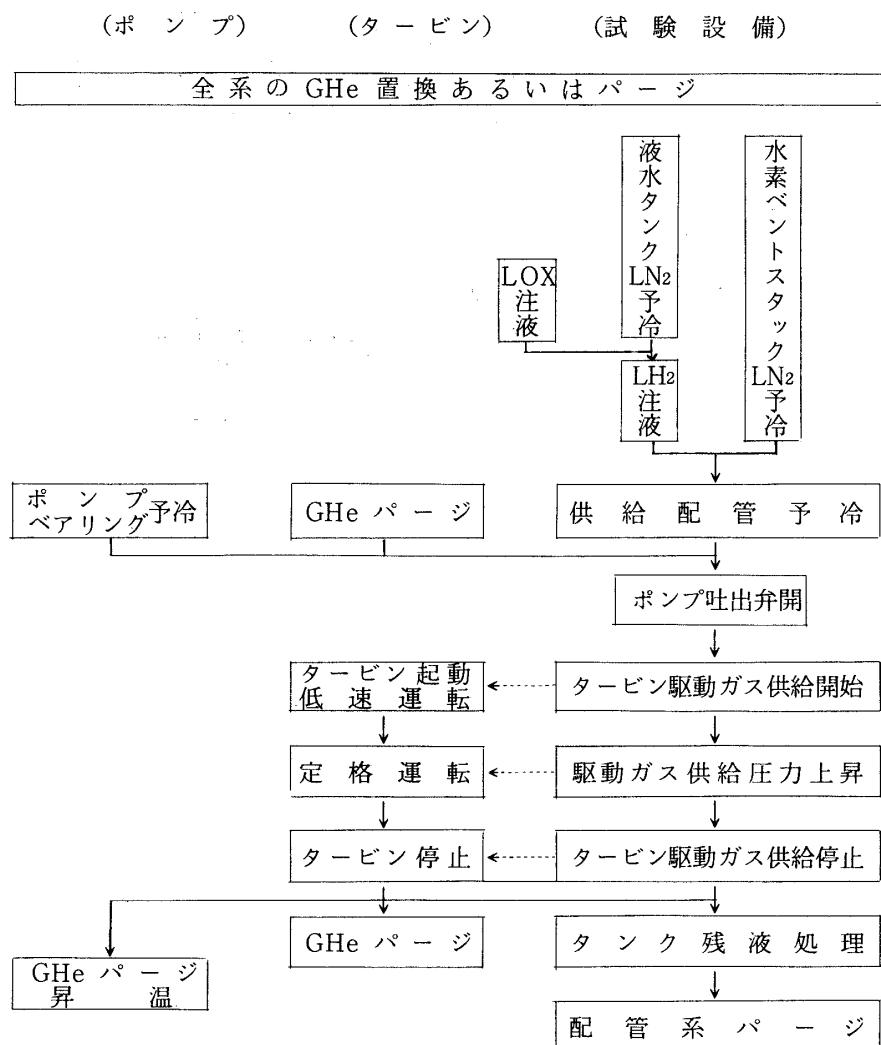


図18 ポンプ試験手順

表7 緊急停止モニター項目とその基準

モニター項目	点数	緊急停止基準 (液水ポンプ)	緊急停止基準 (液酸ポンプ)
ポンプ回転数	2	47000 rpm以上	20000 rpm以上
ベアリング外輪温度	4	急上昇	急上昇
振動	4	10G以上	10G以上 * ¹
供給タンク液位	2	下限以下	下限以下 * ²

*¹ , 2 kHz 以下の周波数で判断する。

*² , タンク内にセットしたホットワイヤ型レベル計によって判断する。

タービンを上昇させる平均速度は約 6500 rpm/sec である。

運転中に異常が生じた時は停止シーケンサーを作動して自動的に運転を停止する。緊急停止する場合に用いるモニター項目と緊急停止の基準を表7に示す。

運転終了後、タンク残液処理を行い、ポンプおよび試験装置をページし、昇温する。

試験装置のランタンクに液体水素および液体酸素を充填する時点から、タンクの残液処理およびページが終了するまで試験装置周辺への人の立入りを禁じている。

5. 実験結果と考察

実験は昭和52年8月から開始し、昭和53年10月までに10回実施した。表8に示すように初期の実験においては、液水および液酸ポンプ共に液体窒素をポンプ流体として用い、主に低温状態におけるポンプの回転系のチェックを行った。次の段階として、液水ポンプには液体水素を用い、液酸ポンプには液体窒素を用いてポンプおよびタービンの性能確認を行った。最後に、両ポンプ共に液体水素および液体酸素の実液により実験を行い、性能および機能の確認を行った。この間、タービンは常温の窒素ガスおよび水素ガスによって駆動した。

TP-702-3-1 実験において、運転上の誤操作によってタービン部を破損したが、幸いポンプ部には異常がなく再使用が可能だったので、タービン部に設計変更を加えて修復し実験を続けた。タービン部についてはガスジェネレーターと組み合せた熱走試験の後に一括して報告する予定である。

図19～25に典型的な実験例として、TP-702-1-2 実験の結果を示した。図19, 20にポンプの予冷状態を示した。予冷中はポンプ吐出弁を閉じておき、ポンプ流体をポンプ入口からベアリングケースを通してケース外に棄てる。両ポンプの温度の下降状態をさせるため、供給タンクの圧力を調節し、液の供給量を加減しながら両ポンプの温度を110°K以下に下げる。その後ポンプ吐出弁を開いてポンプ入口温度が沸点まで下ったのを確認し、タービンを起動する。予冷には約17分間を要し、液体水素および液体酸素の消費量はそれぞれ約100 ℥と50 ℥である。

図21, 22, 23にポンプの回転数、吐出圧力および吐出流量を示した。低速運転期間に各部の異常の有無を確認した後に、目標回転数に上昇し運転している。

表8 実験スケジュールと概要

	Date	Working Fluid			Operating Duration
		LH ₂ PUMP	LOX PUMP	TURBINE	
1 TP - 701 - 1 - 1	77 - 8 - 28	LN ₂	LN ₂	—	—
2 TP - 701 - 1 - 2	77 - 8 - 30	LN ₂	LN ₂	GN ₂	39 S
3 TP - 701 - 1 - 3	77 - 8 - 30	LN ₂	LN ₂	GN ₂	10
4 TP - 701 - 1 - 4	77 - 9 - 2	LN ₂	LN ₂	GN ₂	21
5 TP - 701 - 2 - 1	77 - 10 - 15	LH ₂	LN ₂	GH ₂	17
6 TP - 701 - 2 - 2	77 - 10 - 20	LH ₂	LN ₂	GH ₂	17
7 TP - 701 - 3 - 1	77 - 11 - 18	LH ₂	LN ₂	GH ₂	40
8 TP - 702 - 1 - 1	78 - 10 - 20	LH ₂	LN ₂	GH ₂	25
9 TP - 702 - 1 - 2	78 - 10 - 23	LH ₂	LOX	GH ₂	8
10 TP - 702 - 1 - 3	78 - 10 - 23	LH ₂	LOX	GH ₂	11

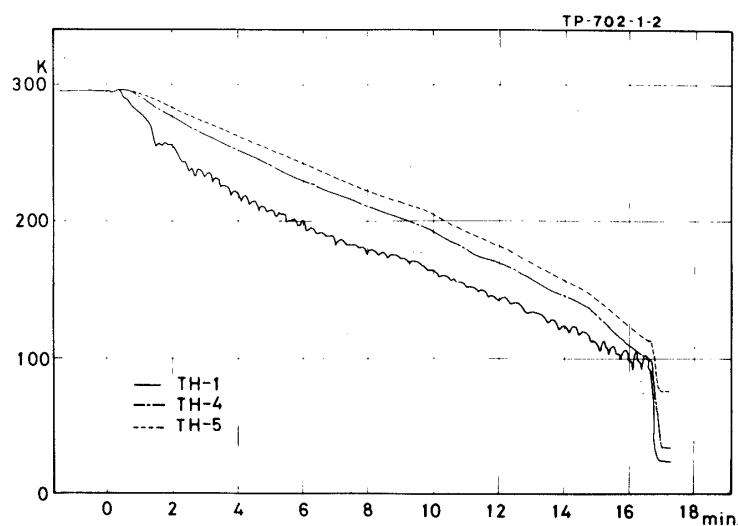


図19 液水ポンプ予冷温度

TH-1 : ポンプ入口温度 TH-4 : ポンプ側ベアリング温度
 TH-5 : タービン側ベアリング温度

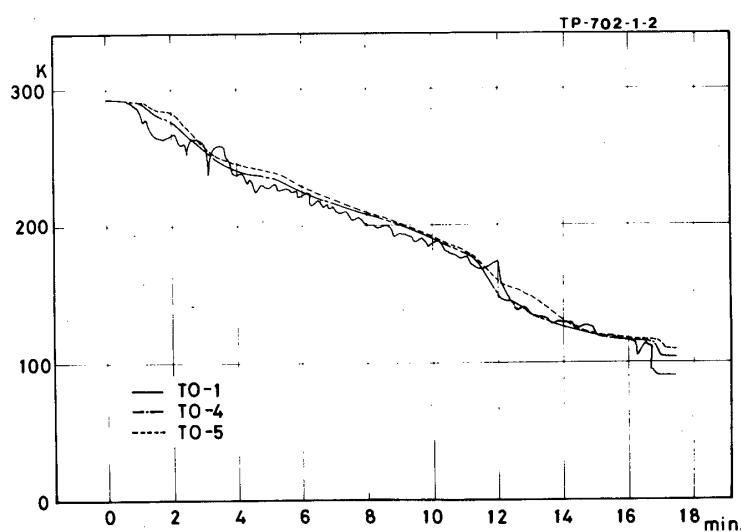


図20 液酸ポンプ予冷温度

TO-1:ポンプ入口温度 TO-4:ポンプ側ベアリング温度

TO-5:タービン側ベアリング温度

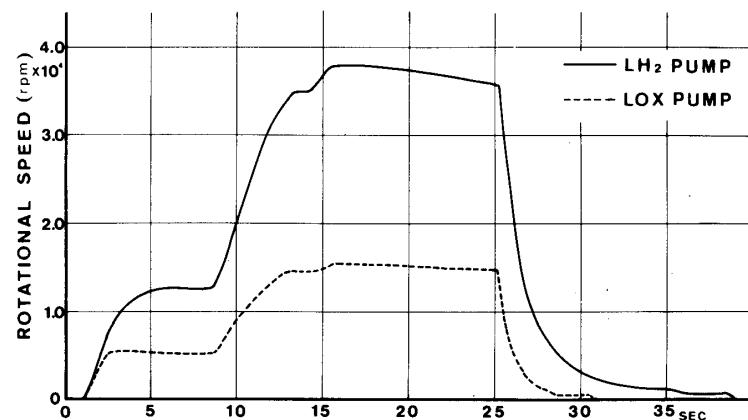


図21 ポンプ回転数

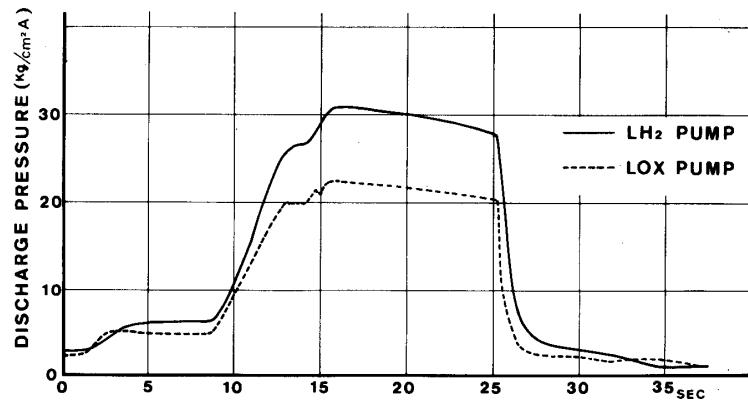


図22 ポンプ吐出圧力

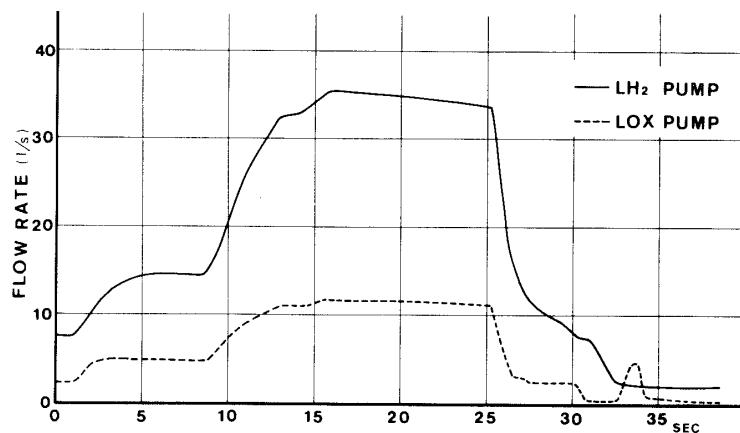


図 23 ポンプ吐出流量

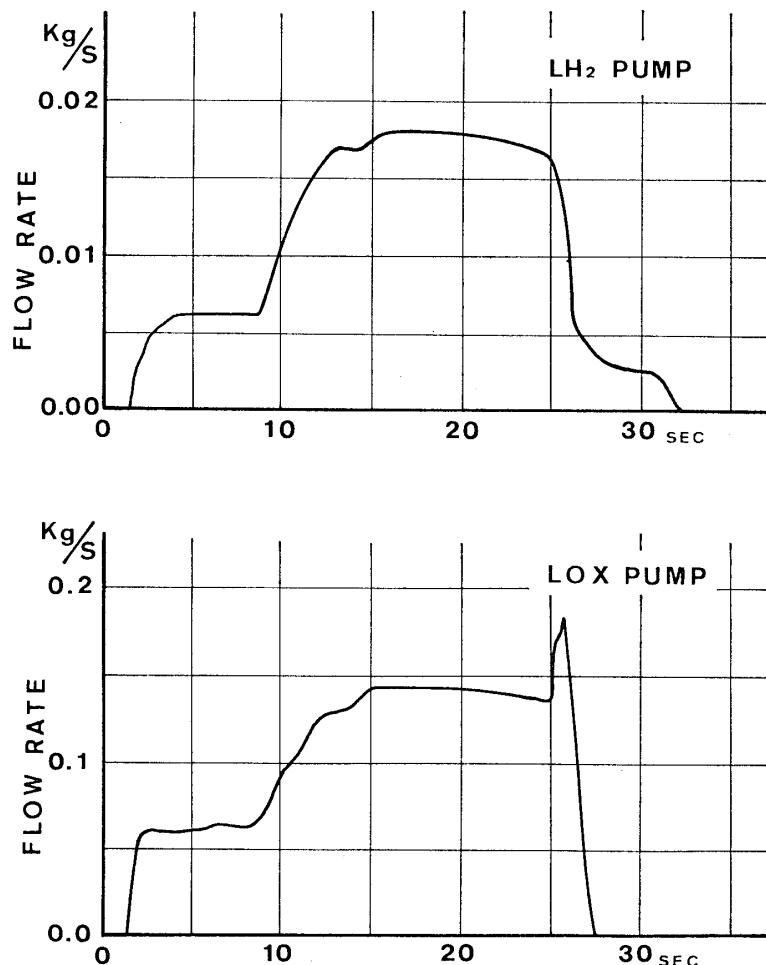


図 24 ベアリング冷却流量

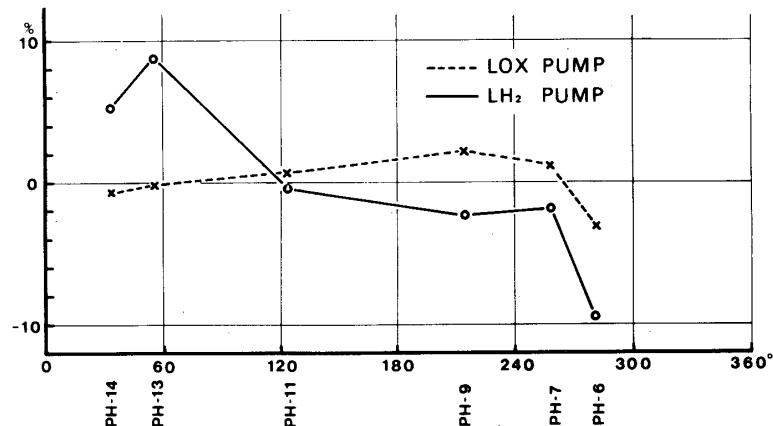


図 25 ポリュート内周方向圧力分布

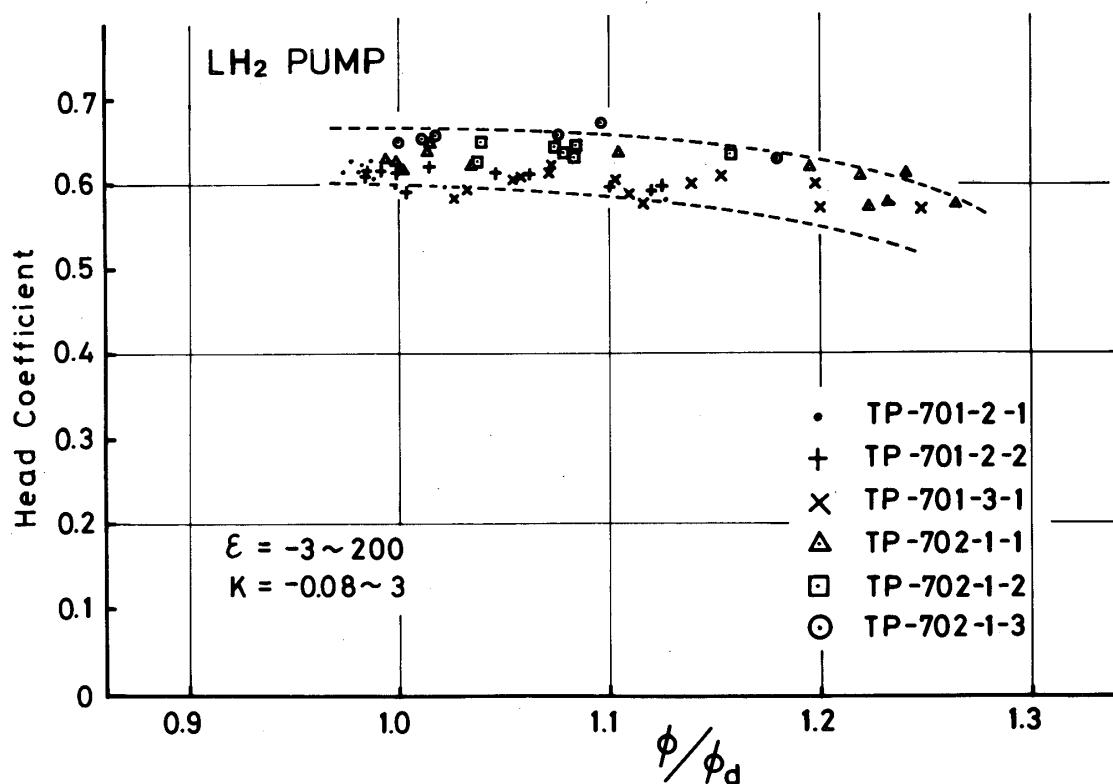


図 26 液水ポンプ圧力一流量特性

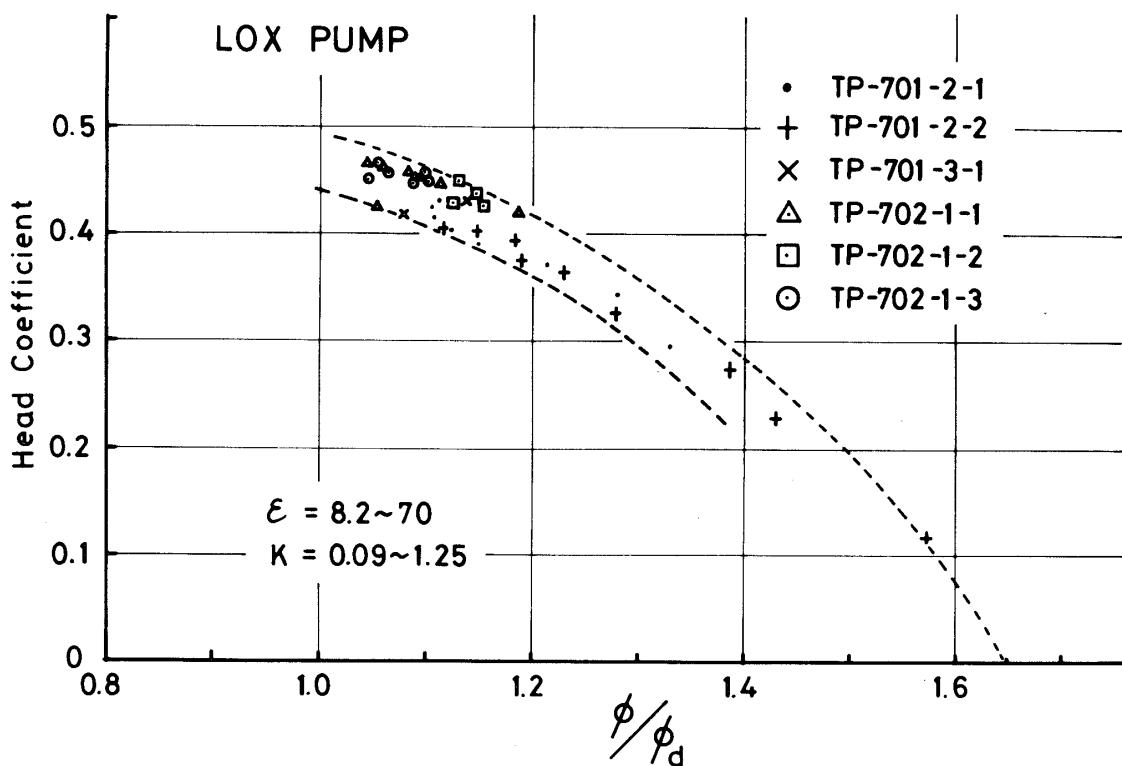


図 27 液酸ポンプ圧力一流量特性

この実験においては常温の水素ガスをタービン作動流体に用いており、この場合のタービン定格回転数は 34200 rpm であり、ベアリングに過大な軸方向負荷をかけないようにするために、定格より約 10 % 高い回転数を目標値とした。

図 24 にベアリングの冷却流量を示した。この実験の場合、ベアリングの冷却液はポンプボリュートより抽出し、ベンチュリー流量計と流量調節オリフィスを通してベアリング冷却用噴射ノズルに導いている。この冷却方法は最終的に目標とするターボポンプシステムと同様である。開発の初期には、冷却流量を調節するため別のタンクより冷却液を供給している。

図 25 ~ 29 に、ポンプの性能を評価する結果を示した。図 25 には、ポンプボリュートにおける周方向の圧力分布を平均値からのずれとして示した。ボリュートの圧力計測位置は図 10, 11 に示した。図から判るようにボリュート内圧力分布はその平均値に対して液水ポンプで ±10% 以内、液酸ポンプで ±3% 以内にあり、実験後のベアリングの検査においても過大な半径方向の負荷が作用した跡は見られなかった。

図 26, 27 に液水および液酸ポンプの圧力一流量特性を示した。縦軸は圧力係数であり、横軸は設計値の流量係数に対する流量係数の比である。各実験におけるポンプの吸込条件の違い、および計測精度の向上に伴ってデータにバラツキが見られる。吸込条件は、キャビテーションパラメーターおよびキャビテーション数を用いて図中に示した。液水ポンプについては NPSH が負の状態であっても性能に劣化が認められない場合があった。この現象を明確

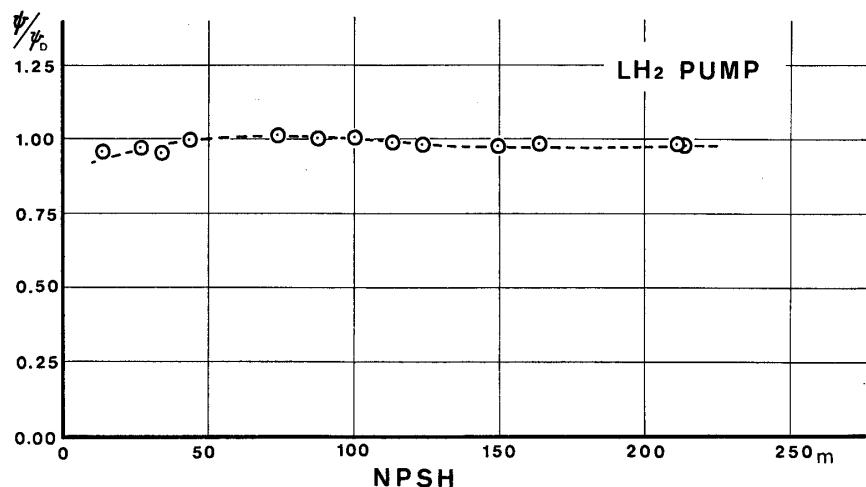


図 28 液水ポンプ吸込特性

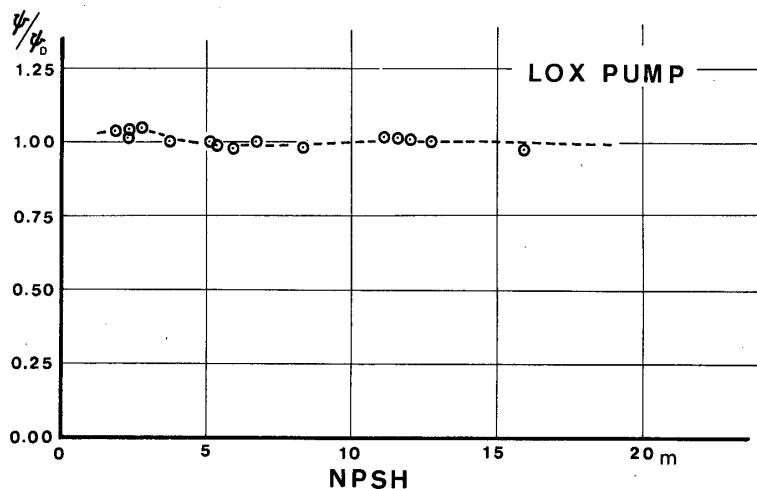


図 29 液酸ポンプ吸込特性

にするには、もう少し計測精度を改善する必要がある。

図 28, 29 にポンプの吸込特性を示した。設計点の NPSH における圧力係数を基準として、各 NPSH における圧力係数を示した。設計点における NPSH は液水および液酸ポンプで、それぞれ 100 m と 12 m であり、設計値を十分に満足する吸込特性を持っていると言える。

6. 結 論

液水／液酸ロケットエンジン基礎開発研究の一環とし、7トンエンジン用ターボポンプを設計、製作し、実験を行った。ポンプについては現在までに 10 回にわたる実験を経て、その特性が把握できたのでここに報告した。液水および液酸ポンプ共に実液による実験によって、圧力一流量特性および吸込特性は設計値を満足するものであった。回転系についても異

常な振動は認められず、ベアリングの冷却も良好であった。ただし、タービンを常温の水素ガスによって駆動しているため、液水ポンプの回転数を 40000 rpmまでに抑えた。この回転数は設計値より約 10 %低いものである。

謝 辞

ターボポンプの設計を行うにあたり、タービンについてご助言いただきました田中英穂教授、また、液水／液酸ポンプについて講演いただきました大橋教授（工学部機械）および固体潤滑ベアリングについて講演いただきました宮川行雄氏（航技研）に感謝の意を表します。

ターボポンプの製作に従事されました石川島播磨重工株式会社の広木強、加藤敏夫の両氏、試験設備の製作に従事されました住友重機械工業株式会社の古屋善章、栗原昭彦の両氏および関係メーカー各位のご努力に深く感謝します。

ターボポンプの実験を行うにあたりご協力下さいました東大液水実験班および協力メーカー各位に心から感謝します。

1979年10月8日 新設部（工学）

参考文献

- [1] Turbopump Systems for Liquid Rocket Engines, NASA SP-8107, pp. 22-26, (1974/8).
- [2] Turbopump Systems for Liquid Rocket Engines, NASA SP-8107, pp. 35-38, (1974/8).
- [3] K.J. Smith and J.T. Hamrick; A Rapid Approximate Method for the Design of Hub Shroud Profiles of Centrifugal Impelles of Given Blade Shape, NACA TN-3399, (1955/3).
- [4] N.O. Stockman and J.L. Kramer; Method for Design of Pump Impellers Using a High-speed Digital Computer, NASA TN D-1562, (1963/1).
- [5] M.J. Miller and R.F. Soltis; Detailed Performance of a Radial-bladed Centrifugal Pump Impeller in Water, NASA TN D-4613, (1968/6).
- [6] R.G. Brumfield; Optimum Design for Resistance to Cavitation in Centrifugal Pumps, P-10 Propulsion Memorandum, U.S. Naval Ordnance Test Station, 1948.
- [7] Liquid Rocket Engine Turbopump Inducers, NASA SP-8052, pp. 13-17, (1971/5).
- [8] F.G. Hammitt; Observation of Cavitation Scale and Thermodynamic Effects in Stationary and Rotating Components, J. BASIC ENG., 85, pp. 1-16, (1963/3).
- [9] Turbopump Systems for Liquid Rocket Engines, NASA SP-8107, pp. 48-56, (1974/8).
- [10] R.D. Moore and R.S. Ruggeri; Prediction of Thermodynamic Effects of Developed Cavitation Based on Liquid-hydrogen and Freon-114 Data in Scaled Venturis, NASA TN D-4899, (1968/11).
- [11] R.D. Moore and P.R. Meng; Thermodynamic Effects of Cavitation of an 80.6° Helical Inducer Operated in Hydrogen, NASA TN D-5614, (1970/1).

- [12] Liquid Rocket Engine Centrifugal Flow Turbopumps, NASA SP-8109, p. 63, (1973/12).
- [13] D.K. Huzel and D.H. Huang; Design of Liquid Propellant Rocket Engines, NASA SP-125, pp. 219–222, 1971.
- [14] F.S. Grunow; Der Reibungswiderstand Rotierender Scheiben in Gehäusen, Z. Angew. Math. Mech., Bull. 4, Berlin, Verein Deutscher Ingenieure, pp. 194–204, (1935/9).
- [15] A.J. Stepanoff; Centrifugal and Axial Flow Pumps, Chapter 11, John Wiley & Sons, Inc. pp. 207–290, 1957.
- [16] 宮川行雄, 関勝美 ; 液体酸素中におけるころがり軸受の性能, NAL TM-229.
- [17] 倉谷健治ほか ; ターボポンプ試験設備, 昭和 52 年度推進系シンポジウム, 於東大宇宙研, 1977.