

UDC 621.454.2.043:
546.11-14:
546.21-14

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-588

液酸・液水ロケットエンジン用
液酸ターボポンプの試作研究

上條謙二郎・橋本亮平・志村 隆
山田 仁・渡辺光男・渡辺義明
長谷川 敏

1979年10月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

| | |
|-----------------------|----|
| 1. ま え が き | 1 |
| 2. 液酸ターボポンプの設計 | 2 |
| 2.1 概 要 | 2 |
| 2.2 ポ ン プ 部 | 4 |
| 2.3 タ ー ビ ン 部 | 9 |
| 2.4 タ ー ボ ポ ン プ | 10 |
| 2.5 材 料 | 11 |
| 3. 試験装置と試験方法 | 16 |
| 3.1 ポ ン プ 単 体 | 16 |
| 3.2 タ ー ビ ン 単 体 | 16 |
| 3.3 タ ー ボ ポ ン プ | 17 |
| 4. 計測・制御・データ処理 | 17 |
| 5. 試験結果と考察 | 23 |
| 5.1 ポ ン プ 単 体 | 23 |
| 5.2 タ ー ビ ン 単 体 | 29 |
| 5.3 タ ー ボ ポ ン プ | 34 |
| 5.4 要 素 | 41 |
| 6. む す び | 47 |
| 主な記号 | 47 |
| 参考文献 | 48 |
| 付録 増速歯車の効率 | 49 |

液酸・液水ロケットエンジン用 液酸ターボポンプの試作研究^{*}

上條謙二郎^{**} 橋本亮平^{**} 志村 隆^{**}
山田 仁^{**} 渡辺光男^{**} 渡辺義明^{**}
長谷川 敏^{**}

Development and Study of LOX Turbopump for LOX / LH₂ Rocket Engine

By

Kenjiro KAMIJO, Ryohei HASHIMOTO,
Takashi SHIMURA, Hitoshi YAMADA,
Mitsuo WATANABE, Yoshiaki WATANABE,
Satoshi HASEGAWA,

ABSTRACT

The development of a 10 ton thrust liquid oxygen and liquid hydrogen (LOX and LH₂) rocket engine is conducted by the National Space Development Agency. The LOX/LH₂ engine uses the gas-generator cycle and has dual shaft turbopumps with turbines in series. The National Aerospace Laboratory has carried out the development and study of the turbopumps for the engine in co-operation with the National Space Development Agency.

The present report describes the first development and study of the LOX turbopump, which was conducted chiefly by the National Aerospace Laboratory. The LOX turbopump consists of a single stage centrifugal pump with a cavitating inducer and a single-stage two-rotor velocity compounded impulse turbine.

The performance of the test turbopump, including the pump pressure rise, the pump and turbine efficiency, turbine power, etc., showed good agreement with the predicted values. The turbopump assembly and most of the components, except the gas seals, also showed good performance throughout all the tests. One problem experienced with regard to the gas seals was solved by the modification of the seals.

The technical data obtained in this development and study are utilized in order to make the flight type LOX turbopump.

1. ま え が き

昭和52年度より、大型人工衛星打上げ用としての推力10トン級液酸・液水ロケットエンジンの開発研究が宇宙開発事業団を中心として進められている。同エンジン用

ターボポンプに関して、航空宇宙技術研究所は宇宙開発事業団と共同で開発研究を行っている。

昭和52年度に同エンジンは主に開発が比較的容易であることを理由にガス発生器サイクル方式に決定された。さらに昭和53年度に同エンジンのシステム研究を行い、ターボポンプを独立二軸直列タービン方式に決定した。現在同ターボポンプ用液酸ターボポンプ、液水ターボポンプ、ガス発生器、その他のコンポーネントの開発研究が

* 昭和54年9月1日受付

** 角田支所

行われている。

本報は液酸ターボポンプの第一次試作に関するものである。昭和52年度に設計試作した液酸ターボポンプ（第一次試作）について、各種試験ならびに設計変更を行って、ガス発生器駆動による最終試験を終了した。

昭和53年度にはここに述べる第一次試作液酸ターボ

ポンプで得た資料を基に、より小型・軽量化を追求した第二次設計試作を進めた。

2. 液酸ターボポンプの設計

2.1 概 要

推力10トン級液酸・液水エンジン用ターボポンプの系

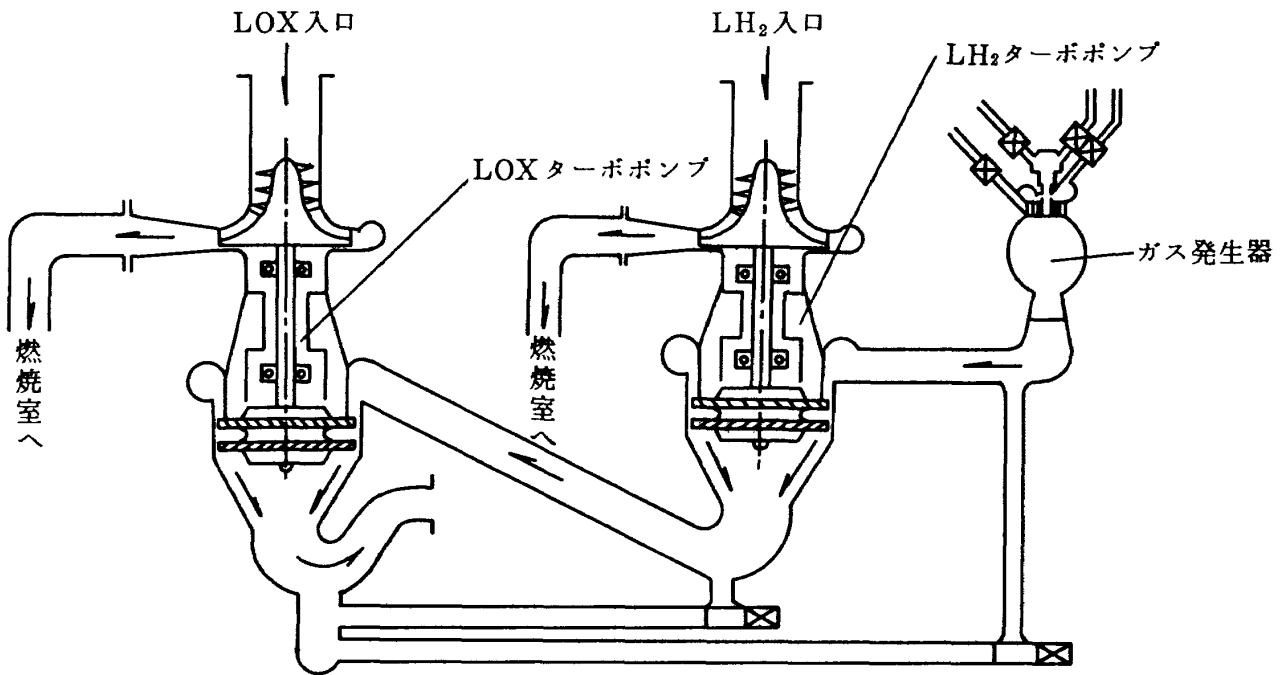


図 2.1 液酸・液水エンジン用独立二軸直列ターボポンプ系統

| 要 目 | LOXターボポンプ | LH ₂ ターボポンプ |
|-----------------------------------|-----------|------------------------|
| 回 転 数 (rpm) | 16,500 | 50,000 |
| ポンプ N P S H (m) | 7.5 | 56.0 |
| ポンプ吐出圧力 (kg/cm ²) | 52.5 | 56.0 |
| ポンプ揚程 (m) | 452 | 7,930 |
| ポンプ流量 (kg/S) | 19.23 | 3.5 |
| ポンプ効率 (%) | 65.0 | 68.0 |
| タービンガス量* (kg/S) | 0.332 | 0.375 |
| タービン入口圧力 (kg/cm ² a) | 5.0 | 24.0 |
| タービン出口圧力 (kg/cm ² a) | 2.2 | 5.0 |
| タービン入口温度 (K) | 737 | 922 |
| タービン出口温度 (K) | 665 | 752 |
| タービン効率 (%) | 32.8 | 45.0 |

* LH₂タービンとLOXタービン間のバイパスバルブを通してブリードさせるため、LOXタービンとLH₂タービンのガス量が異なる。

** 第2次試作の主要設計諸元は若干変更されている。

表 2.1 液酸・液水エンジン用ターボポンプ主要設計諸元

統を図 2.1 に示した。同エンジン用ターボポンプ系の主要設計諸元を表 2.1 に示した。独立二軸直列タービン方式である。液酸・液水ガス発生器の燃焼ガスが液水ターボポンプを駆動した後に液酸ターボポンプを駆動する。2 台のターボポンプが独立しているため、開発のかなりの期間液酸ターボポンプと液水ターボポンプを別々に開発できる利点がある。さらにガス発生器の燃焼圧力を一定としたとき、他のターボポンプ駆動方式に比べて、タービンの圧力比が小さくなることならびに駆動ガス量が多くなることにより比較的高いタービン効率を得ることができる。また液酸ターボポンプについてはタービン駆動ガスの入口圧力ならびに入口温度が低くなるため、構造設計は比較的容易になっている。こうした反面 2 台のターボポンプの出力比を一定に保ったり、エンジン起動時に 2 台のターボポンプの出力のタイミングを制御するのが若干複雑になる欠点がある。

ターボポンプの主要諸元はターボポンプの重量と性能がロケット・ペイロードに与える影響やわが国

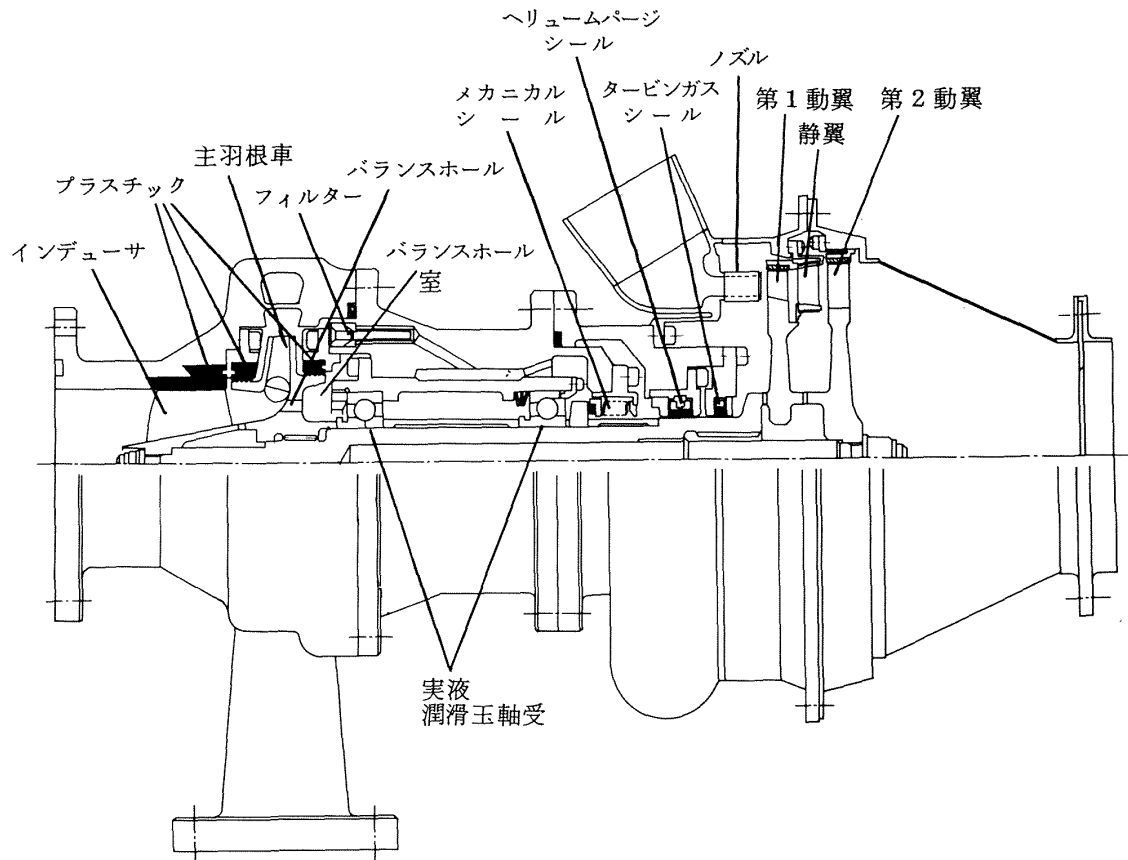
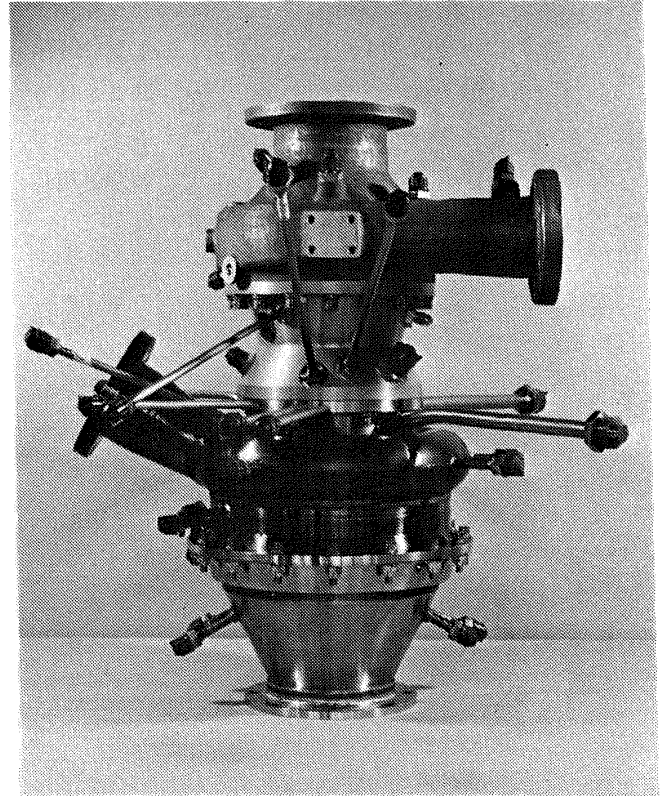


図 2.2 液酸ターボポンプ

のターボポンプに関する技術水準を詳細に検討して決定された。その結果が表 2.1 である。表 2.1 の主要設計諸元に基づいて液酸ターボポンプを設計した。図 2.2 にその液酸ターボポンプの外観と概略を示した。本ターボポンプの設計・製作にあたっては、それまでに航空宇宙技術研究所で得ていた技術資料を最優先させた。

2.2 ポンプ部

2.2.1 構造

液酸ポンプ部の主要構造は以下のように定めた。

(a) インデューサ付き遠心一段ポンプとした。この形式により高速回転時の吸込性能が確保されるほか、ある程度の二相吸込が可能となる。特にポンプ入口で二相状態になり易いエンジン起動の際のターボポンプ急速起動時に確実な吸込が可能になるものと考えられる。

(b) 主羽根車に両面シュラウド付き二次元羽根車を採用した。二次元羽根車は機械加工が容易であり、性能についても航技研で確認されている。¹⁾ 両面にシュラウドを

付けることにより主羽根車後面シュラウドとケーシング間にはかなりのすきまを確保でき、主羽根車とケーシング間の回転部と静止部の金属・金属接触の可能性を減ずることができる。

(c) ポリユートケーシングは二重渦形室とした。単一渦形室に比べて、中間羽根による損失が増加するが、広範囲の流量に対して半径方向荷重を減ずることができる。後述の実液潤滑軸受に加わる荷重の軽減¹⁾を優先させた。

(d) 軸方向荷重を運転中常に一定方向にし、その値を一定値内に抑えるため、主羽根車の前・後ウェアリングリングシールの直径に差を与え、さらに主羽根車にバランスホールを設ける構造とした。

(e) インデューサライナならびにウェアリングリングシール部にカーボン入りテフロンを用い、液体酸素内での回転部と静止部の金属・金属接触を避けた。

(f) 液体酸素の軸封はこれまでに実績¹⁾のあるメカニカルシールを採用した。液体酸素の漏れは可能なかぎり少

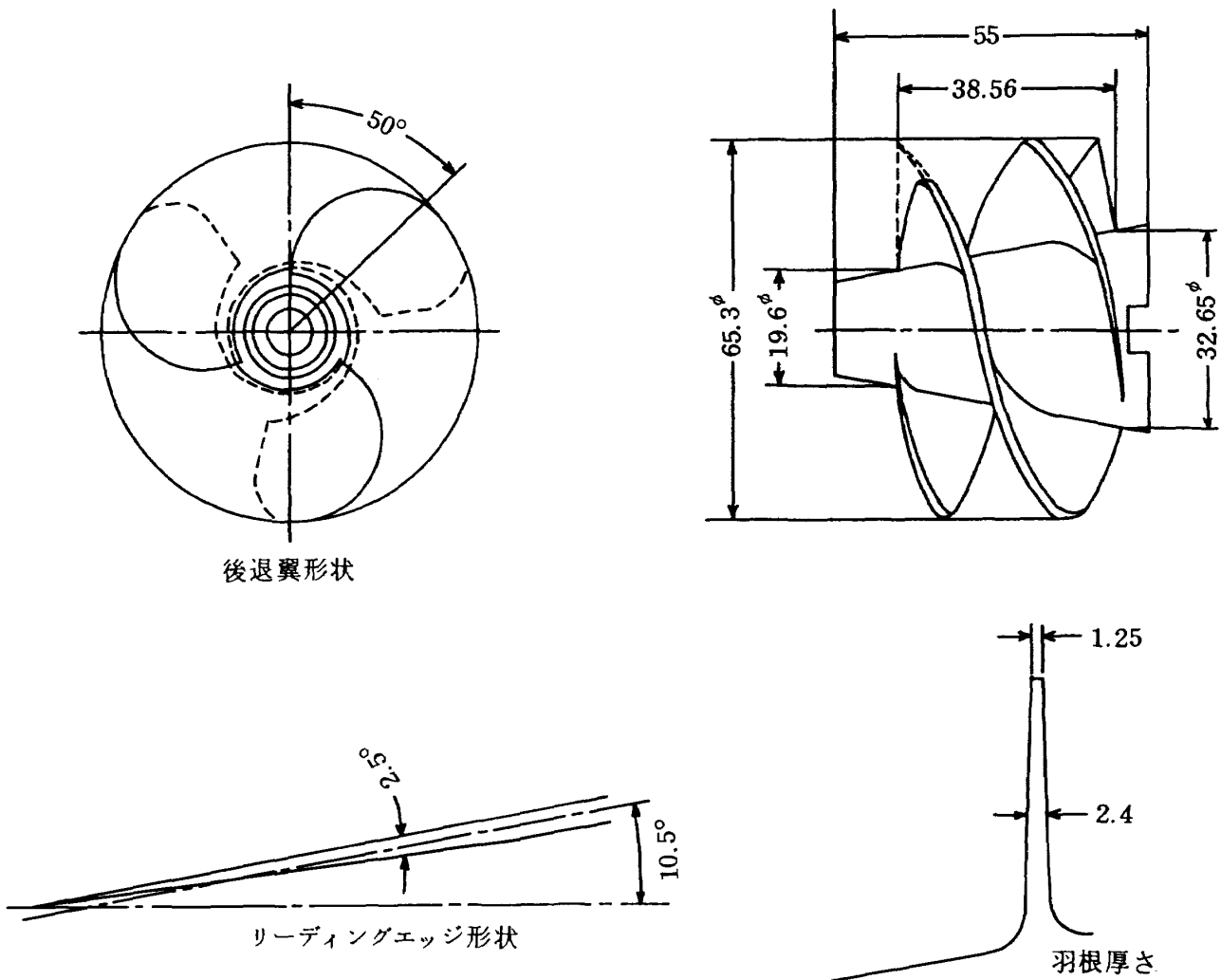


図 2.3 インデューサの形状

くする必要があるため、メカニカルシールは最良と考えられる。

(g) 実液潤滑方式の玉軸受を用いた。主羽根車出口側面ケーシングに設けたフィルタを通過した液体酸素が軸受を冷却し、主羽根車のバランスホールを通して主羽根車入口に戻る。

| | |
|-------------------------------------|-------|
| 必要 N P S H (m) | 7.5 |
| 吸込比速度*(rpm, m ³ /min, m) | 3,964 |
| 入口流量係数: ϕ_1 | 0.1 |
| 出口流量係数: ϕ_2 | 0.121 |
| 圧力係数: ψ_{ind} | 0.160 |
| 入口ポス比: ξ_{h1} | 0.3 |
| 出口ポス比: ξ_{h2} | 0.5 |
| 入口角度(翼先端): β_{t1} (度) | 10.5 |
| 出口角度(翼先端): β_{t2} (度) | 12.75 |
| 羽根数: Z_{ind} | 3 |
| ソリディティ(翼先端): s | 2.7 |
| 後退翼巻き角度: θ_R (度) | 50 |

* 設計流量の15パーセント増での値

表 2.2 インデューサの主要設計諸元

2.2.2 流力設計

液酸ポンプ部の流力設計を以下に示す。詳細は「液酸ターボポンプの設計」¹⁰⁾に示されている。

(i) キャビテーションインデューサ

設計されたキャビテーションインデューサの主要諸元を表 2.2 に、形状を図 2.3 に示した。

ポンプ入口圧力が1~2気圧程度の液体酸素では、インデューサのキャビテーションに対する熱力学的効果は少ないので、設計ではこのキャビテーションに対する熱力学的効果を見逃した。ただし設計されたインデューサについて上記熱力学的効果に伴う必要吸込水頭(NPSH)の減少を検討し「液酸ターボポンプの設計」¹⁰⁾に示した。設計回転数 $N_d = 16,500 \text{ rpm}$ について、設計流量 $Q_d = 17.18 \text{ l/s}$ の15パーセント増の流量まで主羽根車で必要な吸込水頭(必要NPSH_{imp})を出すように設計した。これは流量変動に対するポンプ吸込の確実性とPU制御(推進薬有効利用)時の定格流量の変動に対処するためである。

インデューサの吸込性能と深く関係する入口流量係数は過去の実績^{1), 2)}から設計流量の15パーセント増して $\phi_{1(1.15)} = 0.115$ と定めた。エンジンの設計諸元で設計必要吸込水頭(必要NPSH)は7.5 mに決められているので、設計吸込比速度は $N_d = 16,500 \text{ rpm}$, $Q_{d(1.15)} = 19.76 \text{ l/s}$

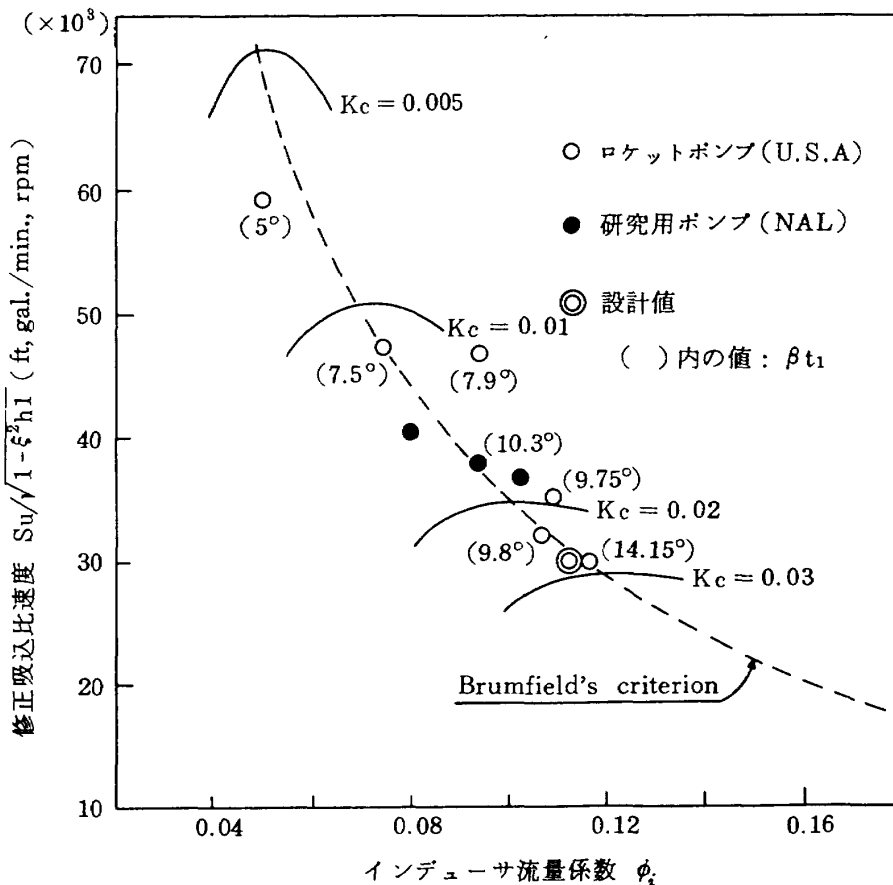


図 2.4 インデューサ流量係数と吸込比速度の関係(水実験)

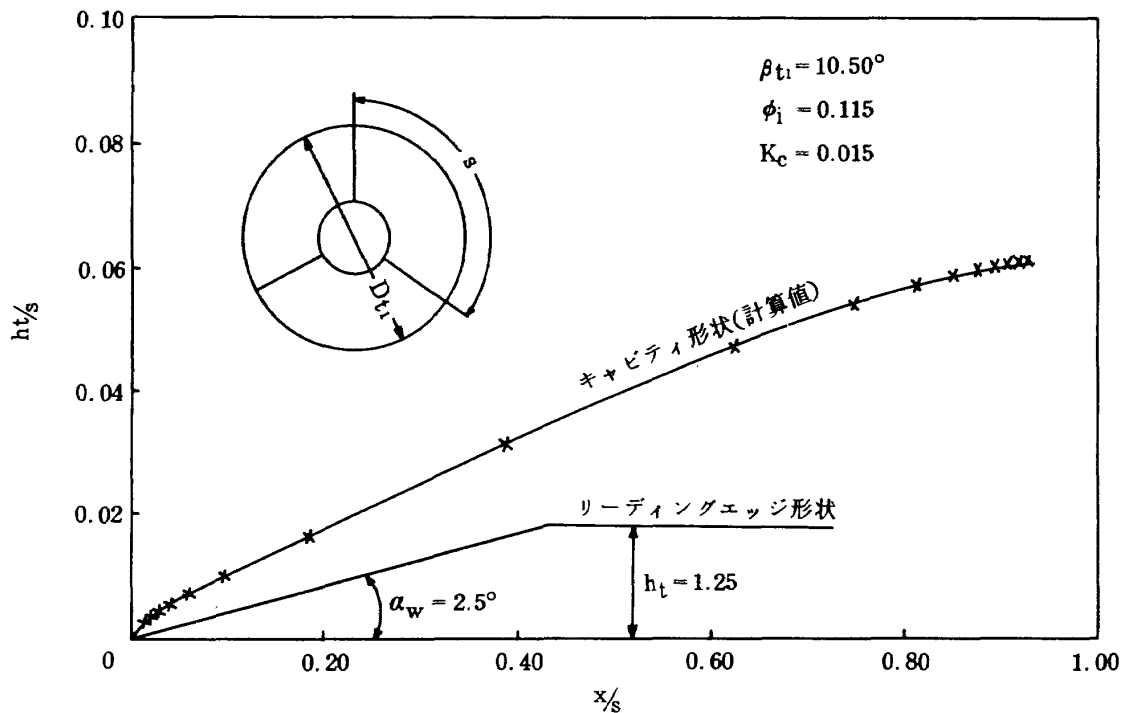


図 2.5 インデューサ翼先端におけるキャビティ形状

に対して $S_{U(1.15)} = 3,964 \text{ (rpm, } m^3/\text{min, } m)$, $= 26,439 \text{ (rpm, gal/min, } ft)$ となる。この値を過去の実績値と比較して図 2.4 に示した。インデューサ入口角度 $\beta_{t1} = 10.5^\circ$ 、くさび角度 $\alpha_w = 2.5^\circ$ 、チップ羽根厚さなども文献 [1, 2, 3] を参考に決定した。チップリーディングエッジにおけるキャビティ形状の計算値を図 2.5 に示した。入口における流れの半径方向への不均一に対処するため、ある程度の二相吸込が可能となるようにキャビティを厚くした。またインデューサ入口付近の羽根にかかる負荷を少なくすることと吸込性能の向上を目的として、図 2.3 のように入口リーディングエッジをチップ付近でより大きく後退させた。流れ方向の羽根形状は入口部付近を吸込性能にとって最良の直線とし、それ以後出口までを円弧とした。

(ii) 主羽根車

主羽根車の主要設計諸元を表 2.3 に、その概略形状を図 2.6 に示した。

インデューサと主羽根車間の流れについては、インデューサ出口での周方向速度がそのまま主羽根車入口まで保たれるものと仮定した。

主羽根車出口角度 $\beta_{imp0} = 25^\circ$ 、主羽根車羽根数 $Z_{imp} = 6$ についてはこれまでの実績¹⁾ ならびにポンプ系の不安定の可能性をより少なくすることを考慮して決定した。ポンプ圧力係数 $\varphi_p = 0.48$ もこれまでの実績¹⁾ から決定した。

主羽根車出口におけるすべり係数 μ は

(a) ステバノフの総合線図 ($= 0.667$)

(b) Stodola の式

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{imp0}}{1 - \phi_4 \cot \beta_{imp0}} \quad (= 0.718) \quad (2-1)$$

(c) Stecklin の式

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_{imp} \left[1 - \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^2 \right]}} \quad (= 0.667) \quad (2-2)$$

| | |
|--------------------------------------|-------|
| 必要 N P S H* (m) | 45 |
| 吸込比速度* (rpm, m ³ /min, m) | 1034 |
| 入口流量係数: ϕ_3 | 0.151 |
| 出口流量係数: ϕ_4 | 0.100 |
| 圧力係数: ϕ_p | 0.48 |
| 入口角度: β_{rs} (度) | 14.30 |
| 出口角度: β_{imp} (度) | 25 |
| 入口幅: b_3 (mm) | 11.13 |
| 出口幅: b_4 (mm) | 6.83 |
| 出口羽根厚さ: t_4 (mm) | 2 |
| 羽根数: Z_{imp} | 6 |

* 設計流量の15パーセント増での値

表 2.3 主羽根車の主要設計諸元

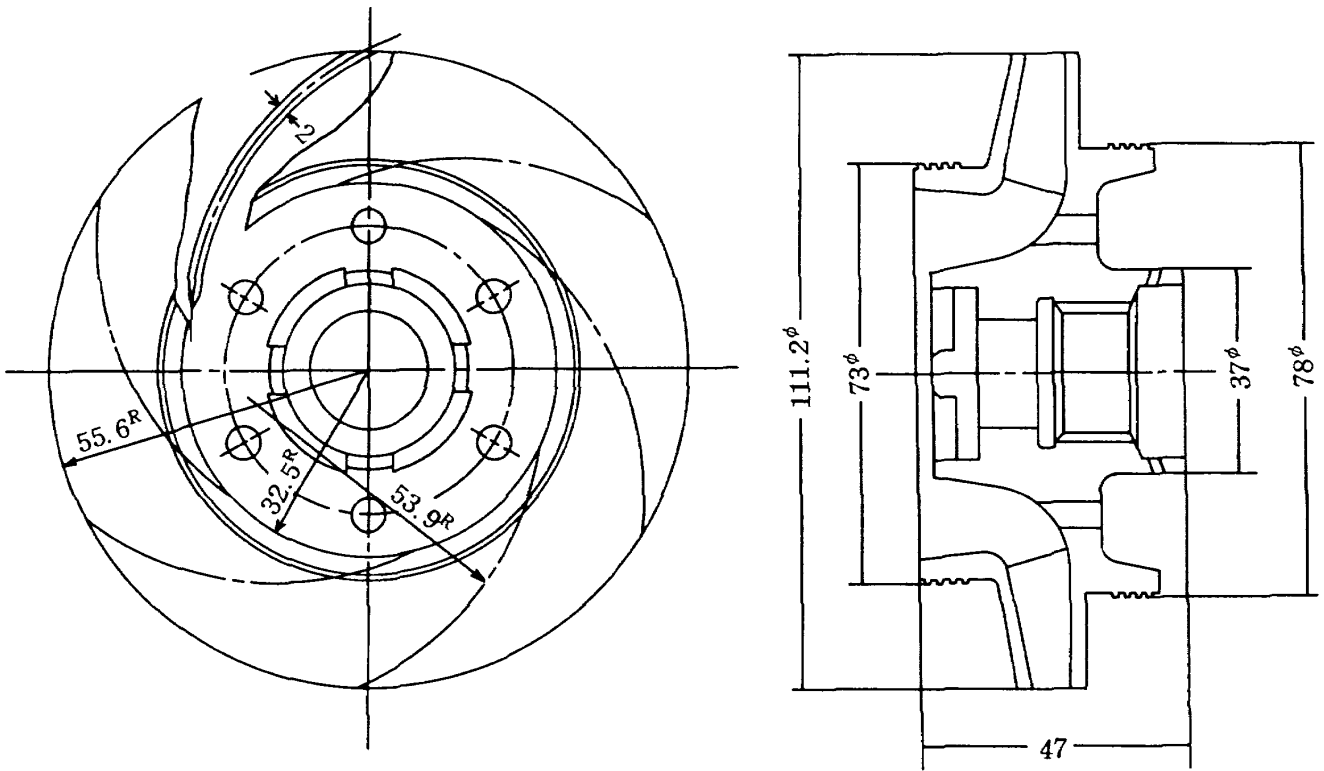


図 2.6 主羽根車形状

(d) Shepkerd の式

$$\mu = \frac{Z_{imp} - 2}{Z_{imp}} \quad (= 0.667) \quad (2-3)$$

(e) Eck の式

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi D_4^2 b_4 \sin \beta_{imp0}}{8 S Z_{imp}}} \quad (= 0.818) \quad (2-4)$$

$$B = \left(\frac{D_4}{2} - \frac{D_4 - D_3}{6} \frac{2b_3 + b_4}{b_3 + b_4} \right) \left(\frac{b_3 + b_4}{2} \right) \left(\frac{D_4 - D_3}{2} \right)$$

(f) Wieser の式

$$\mu = \frac{U_4}{V_{u4}} \left(\sigma - \frac{\phi_4}{\tan \beta_{imp0}} \right) \quad (= 0.764) \quad (2-5)$$

$$\sigma = \frac{V_{u4}}{U_4} + \frac{\phi_4}{\tan \beta_{imp0}}$$

などにより検討した。羽根角度が小さな場合には(2-1)式が実験値に比較的良く合うと言われている。また航技研のこれまでの試作ポンプにおいて、同じ比速度の場合

| | |
|-------------------------|-------|
| 渦形室基円径: D_b (mm) | 122.3 |
| 渦形室入口幅: b_b (mm) | 15.17 |
| 渦形室流入角度: α_b (度) | 7.8 |
| 渦形室平均流速: V_v (m/s) | 39.52 |

表 2.4 ポリュートケーシング主要設計諸元

| 角 度 (度) 流路長さ (mm) | 流 路 A | | 流 路 B | |
|----------------------|-----------------------|----------|-----------------------|----------|
| | 面積 (cm ²) | 流速 (m/s) | 面積 (cm ²) | 流速 (m/s) |
| 0 | 0 | 39.52 | — | — |
| 60 | 0.7248 | 39.52 | — | — |
| 120 | 1.4496 | 39.52 | — | — |
| 180 | 2.1744 | 39.52 | 0 | 39.52 |
| 240 | 2.262 | 37.98 | 0.7248 | 39.52 |
| 300 | 2.368 | 36.27 | 1.4496 | 39.52 |
| 360 (S=0) | 2.499 | 34.37 | 2.1744 | 39.52 |
| S=2 | 2.659 | 32.30 | 2.319 | 37.04 |
| 4 | 2.861 | 30.03 | 2.498 | 34.39 |
| 6 | 3.103 | 27.68 | 2.724 | 31.53 |
| 8 | 3.428 | 25.06 | 3.028 | 28.37 |
| 10 | 3.882 | 22.13 | 3.461 | 24.82 |
| 12 | 4.581 | 18.75 | 4.156 | 20.67 |
| 14 | 5.888 | 14.59 | 5.564 | 15.44 |
| 15 | 7.158 | 12.00 | 7.158 | 12.00 |

表 2.5 渦形室とディフューザの面積と流速

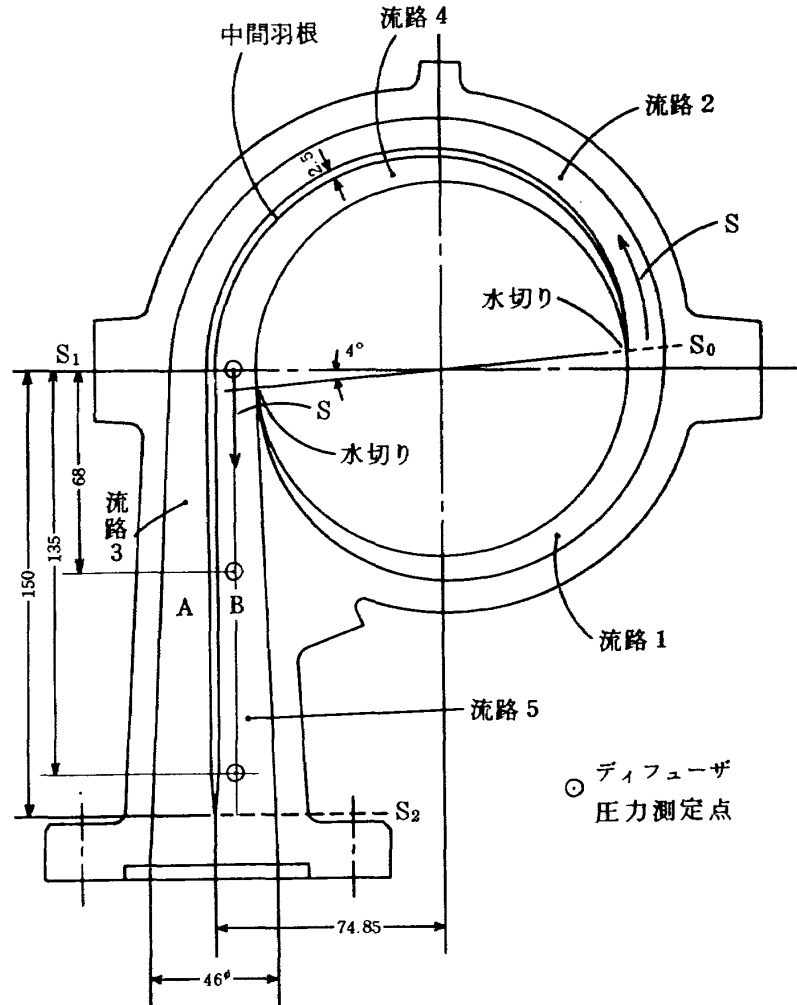


図 2.7 二重渦形室形状

低速ポンプに比べて圧力係数が若干低めになった¹⁾ ことなどを考慮して、最終的にすべり係数が比較的小さな値となるステパノフの総合線図を用いた。

主羽根車の羽根形状は単一円弧翼とした。小形液酸ポンプの経験¹⁾ ならびに小形ポンプでは単一円弧羽根のものがより高い効率を示したという報告⁵⁾ に基づいて決定した。

(iii) ポリュートケーシング

渦形室の基本設計は文献 [4] により行った。主羽根車にかかる半径方向荷重の軽減のために採用した二重渦形室の主要諸元を表 2.4 に、その概略形状を図 2.7 に示した。主羽根車出口での絶対速度を圧力に変換する図 2.7 のディフューザ内の流速 V_d は

$$\frac{dV_d^2}{dS} = \text{const} \quad (2-6)$$

を満たすように定めた。これによりディフューザ内の圧力を入口から出口まで直線的に上昇させることが可能と

なる。図 2.7 のディフューザ流路 2 の S_1 断面は、より長い流路のための圧力損失を考慮して、流路 5 の S_1 断面の面積の 15 パーセント増とした。

渦形室ならびにディフューザの断面積と流速を表 2.5 に示した。図 2.7 の流路 5 について (2-6) 式より定めた本ディフューザと円錐形ディフューザの比較を図 2.8 に示した。

(iv) ウェアリングリングシールの漏れ量

本液酸ポンプの体積効率 $\eta_v = 0.85$ (= 85%) の内訳は実液潤滑軸受の冷却に 2 パーセント、主羽根車前面ウェアリングリングシール部の漏れ 6.3 パーセント、後面ウェアリングリングシール部の漏れ 6.7 パーセントである。

ウェアリングリングシールの漏れ量は

$$Q = \pi K_w D_w h_w \sqrt{2g \frac{P_w - P_b}{\gamma}} \quad (2-7)$$

で表わされる。カーボン入りテフロンを材料とする二つ割りウェアリングを使用しているため、低温時における正確なすきまを予測することは困難である。このため試

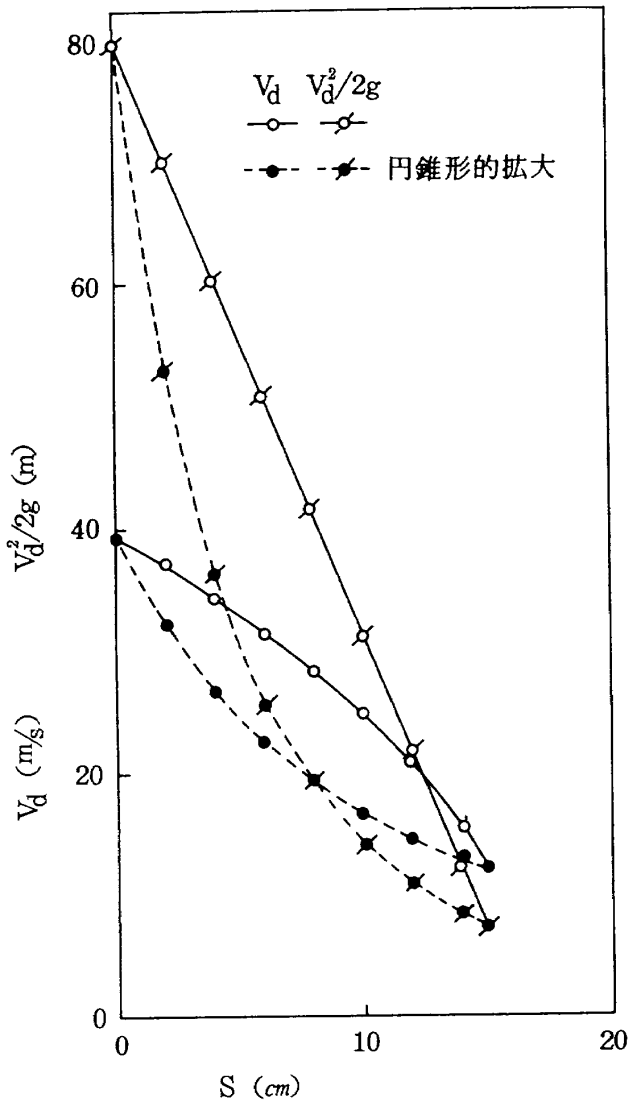


図 2.8 円錐形ディフューザとの比較 (計算値)

験初期にバランスホール室圧力とインデューサ出口圧力の差などからウェアリングリングシール部の漏れを推定し、ウェアリングリングシールすきまを再調整する方法を取ることとした。

前面ウェアリングリングシール部の詳細を図 2.9 に示した。

2.3 タービン部

2.3.1 構造

ガスタービン部の主要構造は以下のように定めた。

(a) 1 段 2 列速度複式衝動タービンとした。この形式のタービンは構造が簡単となり、熱落差を大きく取った場合にも比較的小形・軽量となる。

(b) 37 枚の翼形・フルアドミッションノズルである。タービン入口圧力が低いため、効率を高く取れるフルアドミッションノズルを用いることができた。

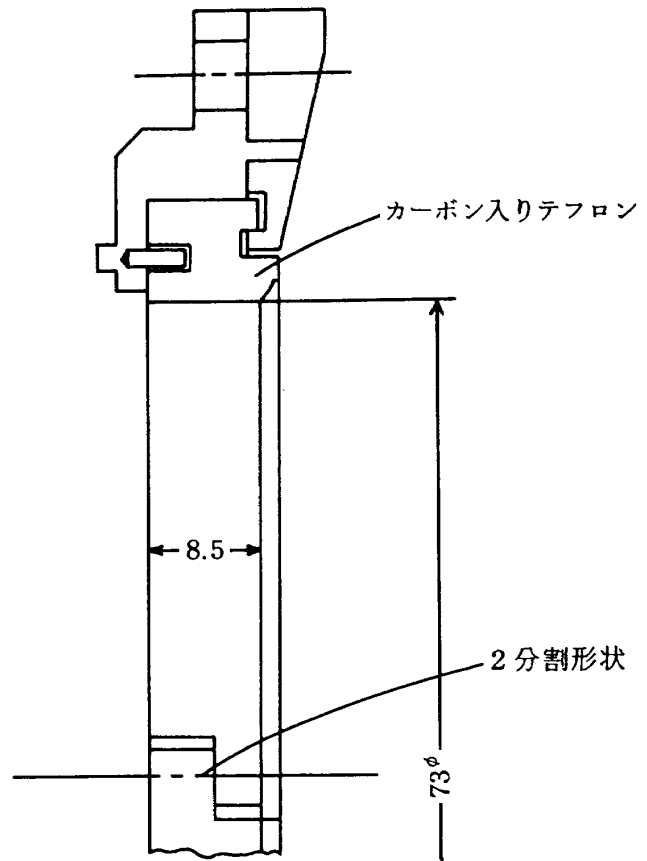


図 2.9 二つ割りウェアリングリングシール

(c) 第 1 動翼、第 2 動翼ともにディスクと翼は一体構造とした。これによりクリスマスツリー形式に比べて構造は単純になり、強度も向上している。

(d) 第 1 動翼、静翼、第 2 動翼の翼形は全て同じである⁶⁾ 亜音速タービンであるために、鈍頭翼形が採用できた。このため取付角度のみを変えることによって上記方法を用いることが可能であった。鈍頭翼形は熱衝撃に強くまた、かなり広範囲のガス流入角度に対して速度係数の変化が少ない利点を持つものと考えられる。

(e) 動翼外周ケーシングにハニカム構造のリングを設けた。この構造については研究用に試作した高速タービンでの実績⁷⁾ があり、また動翼にシュラウドを付けたものに比べて構造が単純になる。

2.3.2 空力設計

タービン部の空力設計の概要を以下に示す。その詳細は「液酸ターボポンプの設計」¹⁰⁾ に示されている。

(i) 入口配管とマニフォールド

タービンの入口配管におけるガス流速はマッハ数 $M = 0.25$ となるように定めた。駆動ガスはマニフォールドに垂直に入る。マニフォールドの断面積は全周にわたり一定であり、その断面積は入口管断面積の $1/2$ とした。マ

ニフォルドの主要形状を図 2.10 に示した。

(ii) ノズル, 第 1 動翼, 静翼, 第 2 動翼

米国で開発が検討された同じターボポンプシステムの液酸・液水エンジン (M-1) の液酸タービンの設計⁶⁾ ならびに文献 [7] を基に設計した。動翼の平均直径は液酸・液水エンジンに関するシステム研究により決められている。本タービンの設計速度比 (U/C_{to}) は 0.086 とかなり低い値である。

2.3.1 節で述べたように、動翼ならびに静翼に全く同じ形状の鈍頭翼形を採用した。これによりパーシャルロードにおいても効率低下は少ないことが期待される。タービン全体の熱落差を 100 パーセントとしたとき、ノズル・第 1 動翼・静翼・第 2 動翼にそれぞれ 90, 0, 3, 7 パーセントの熱落差を与えた。これにより静翼, 第 2 動翼でのガス速度が大きくなり翼高さが適度となった。

第 1 動翼, 静翼, 第 2 動翼の形状を図 2.11, 図 2.12, 図 2.13 に示した。タービン内ガスの速度三角形を図 2.14 に示した。設計におけるタービンの内部効率 (η_{ti}), およびタービン効率 (η_t) はそれぞれ 35.6, 32.8 パーセントである。

2.4 ターボポンプ

液酸ポンプとガスタービンを組合せた液酸ターボポンプに関する多くの事柄は 2.2 項と 2.3 項にすでに記述されている。本ターボポンプの構造上の特徴は以下のごとくである。

(a) メカニカルシールを漏れるガス酸素とタービン駆動の高温水素過濃ガスを完全に分離するため、図 2.15 のような 2 個で 1 対のヘリウムガスバージシールと 1 個のタービンガスシールを用いた。最初の設計ではこのシール部に非分割型のフローティングリングシールを用い

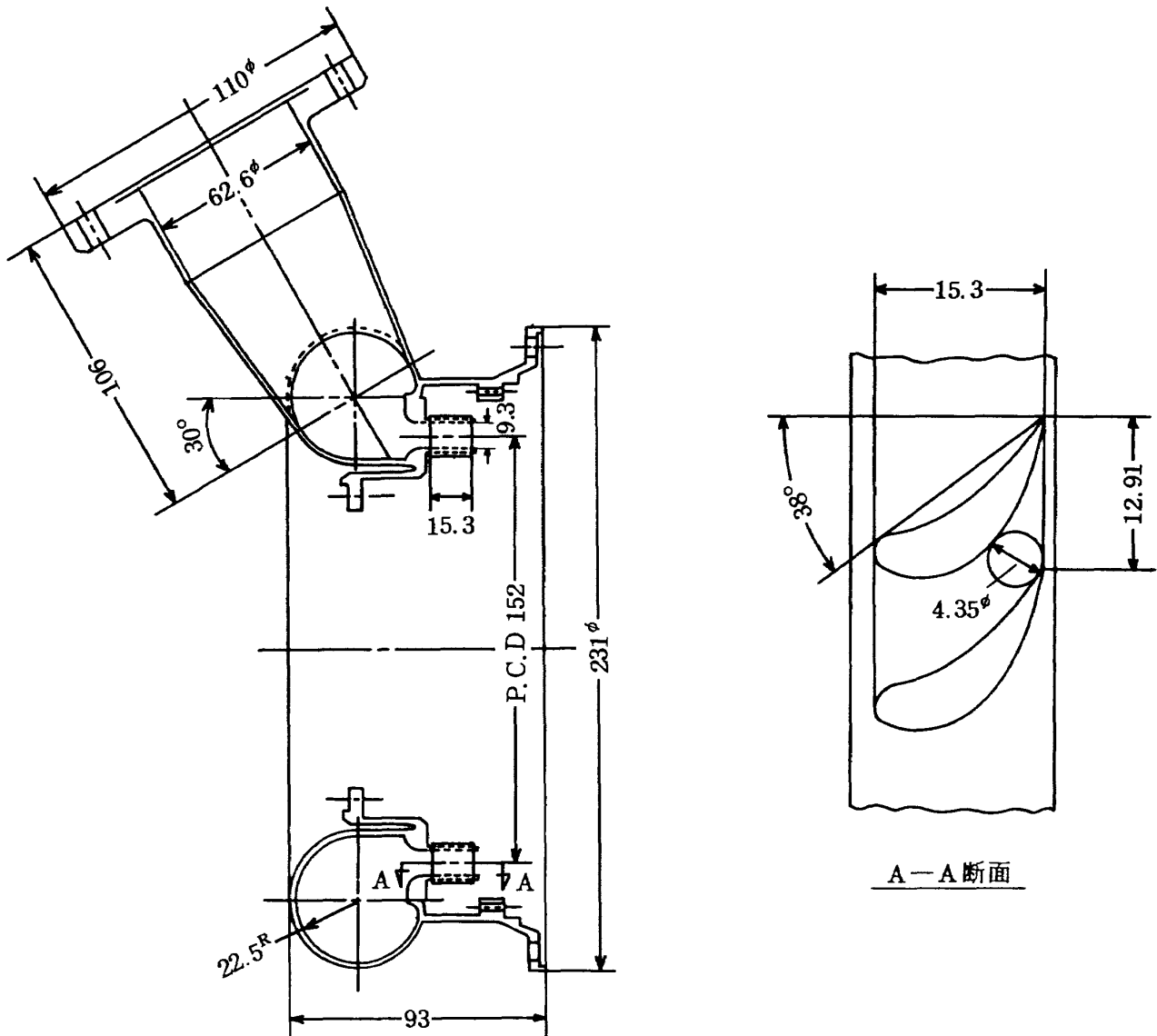


図 2.10 タービンマニフォルドとノズル

たが、軸との過度の接触によるかなりの摩耗を経験した。このため図 2.15 に示したシールリング分割型のセグメントシールに変更して目的を達成した。

(b) 図 2.16, 図 2.17 に本ターボポンプの危険速度と軸振動モードの計算値を示した。軸受のパネ定数 (KB) は $0.7 \times 10^5 \sim 1 \times 10^5 \text{ kg/cm}$ 程度と予想される。設計回転数 ($N_d = 16,500 \text{ rpm}$) が 1 次と 2 次の危険回転数の間にとられたターボポンプである。

(c) 運転時の熱変形 (ポンプ側は収縮, タービン側は膨張) に対する対策がなされている。実液潤滑玉軸受の一方の外輪は軸方向に移動が可能である。またメカニカルシールも運転時に適正面圧 (メイティングリングと静止リングのカーボン面) となるように組付けられる。

(d) ターボポンプの軸スラストはポンプ主羽根車のバランスホール径を変えることにより調節が可能である。軸スラストの計算例を図 2.18 に示した。

2.5 材 料

液酸ターボポンプ主要部の材料を表 2.6 に示した。

インデューサはキャビテーション対策ならびに入口圧力変動に対する強度上の安全性を重視してステンレス製とした。主羽根車は軽量で製作の容易なアルミ合金である。後面シュラウドと羽根が機械加工された後に前面シュラウドがロー付けされる構造となっている。ポリューケーシングは軽量のアルミ合金鋳である。

タービンノズル, 動翼, 静翼は放電加工により製作された。またディスクと動翼は一体構造である。

メカニカルシールのメイティングリングは一体構造の超硬合金 (WC) 製であり, 静止リングのノーズは硬質カーボン製である。セグメントシールのシールリングは硬質カーボン, シールランナは表面をクロムメッキしたものである。二つ割りウェアリングリングシールのシールリングはカーボン入りテフロン製である。

実液潤滑玉軸受の保持器は自己潤滑性を有するテフロンをガラス繊維で強化した材料 (ルーロン LD), 玉・内輪・外輪は SUS440C 製である。

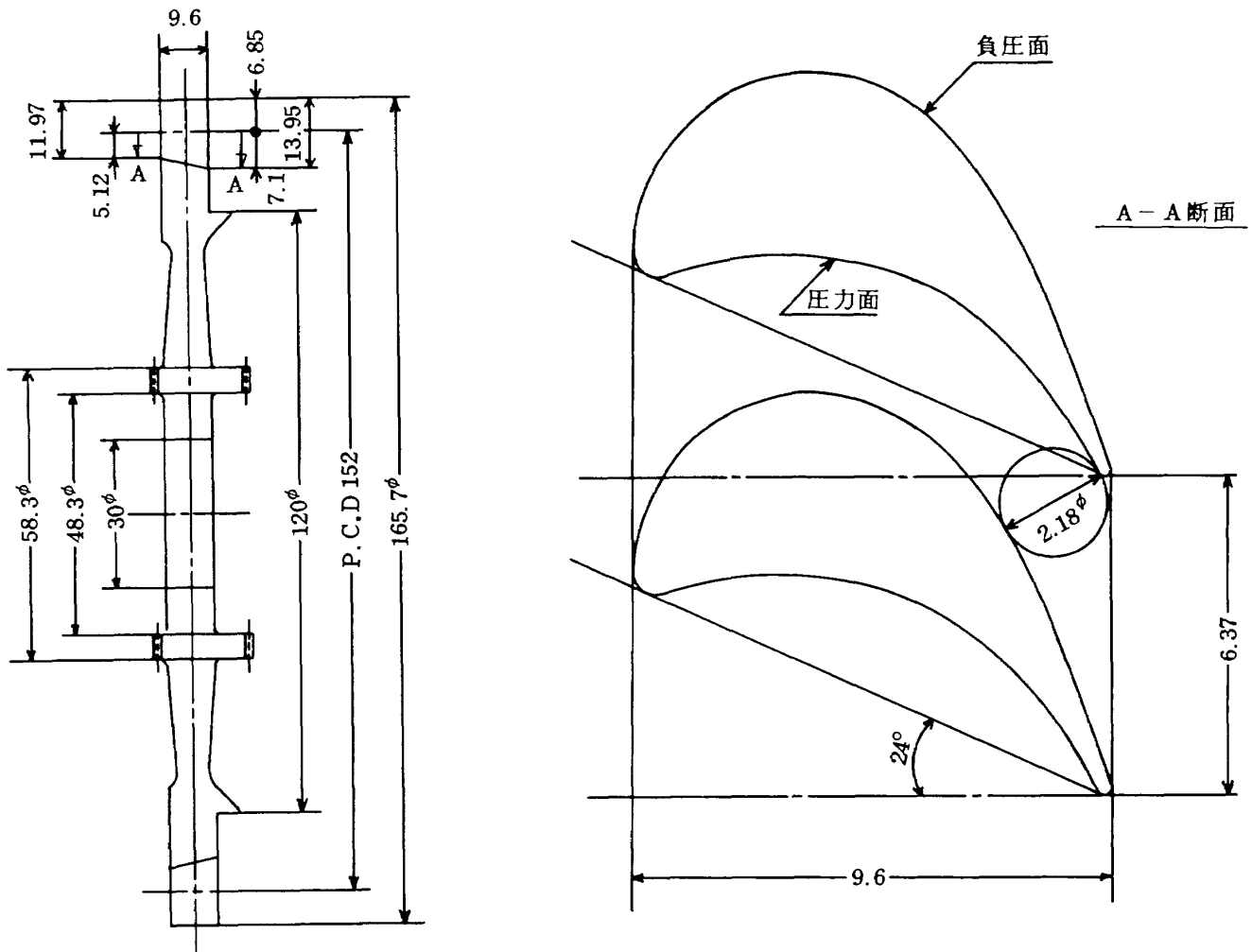


図 2.11 第 1 動翼

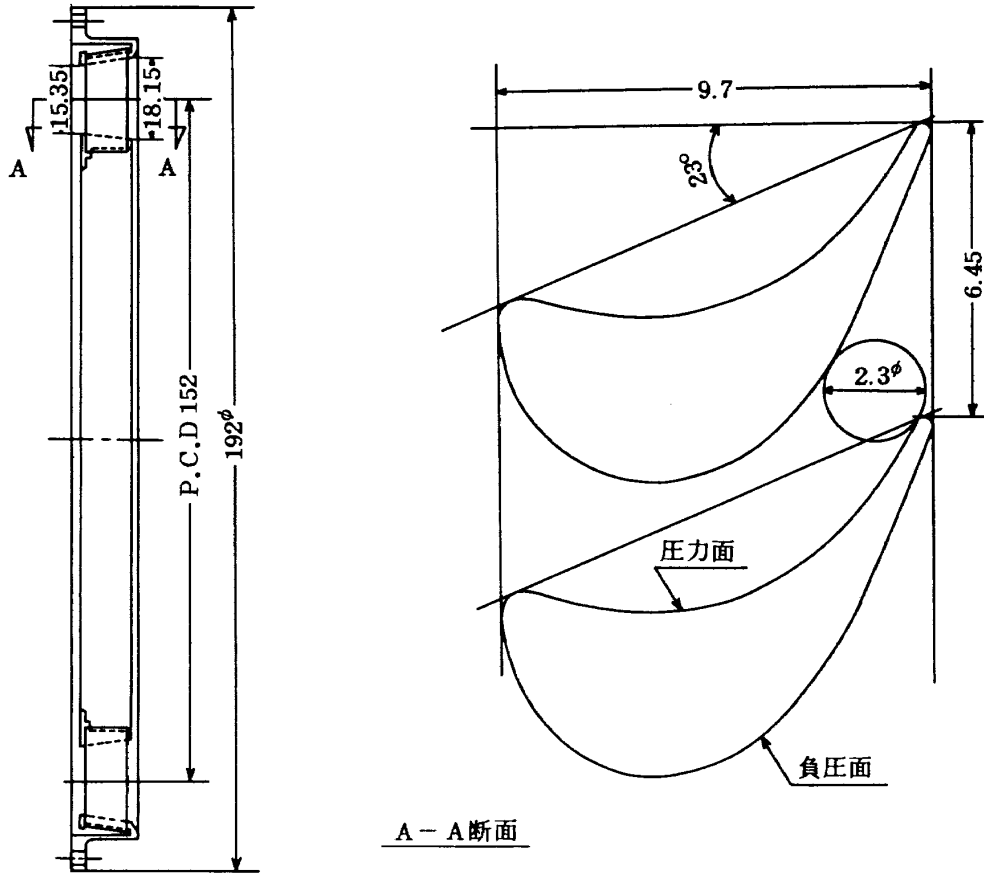


図 2.12 静 翼

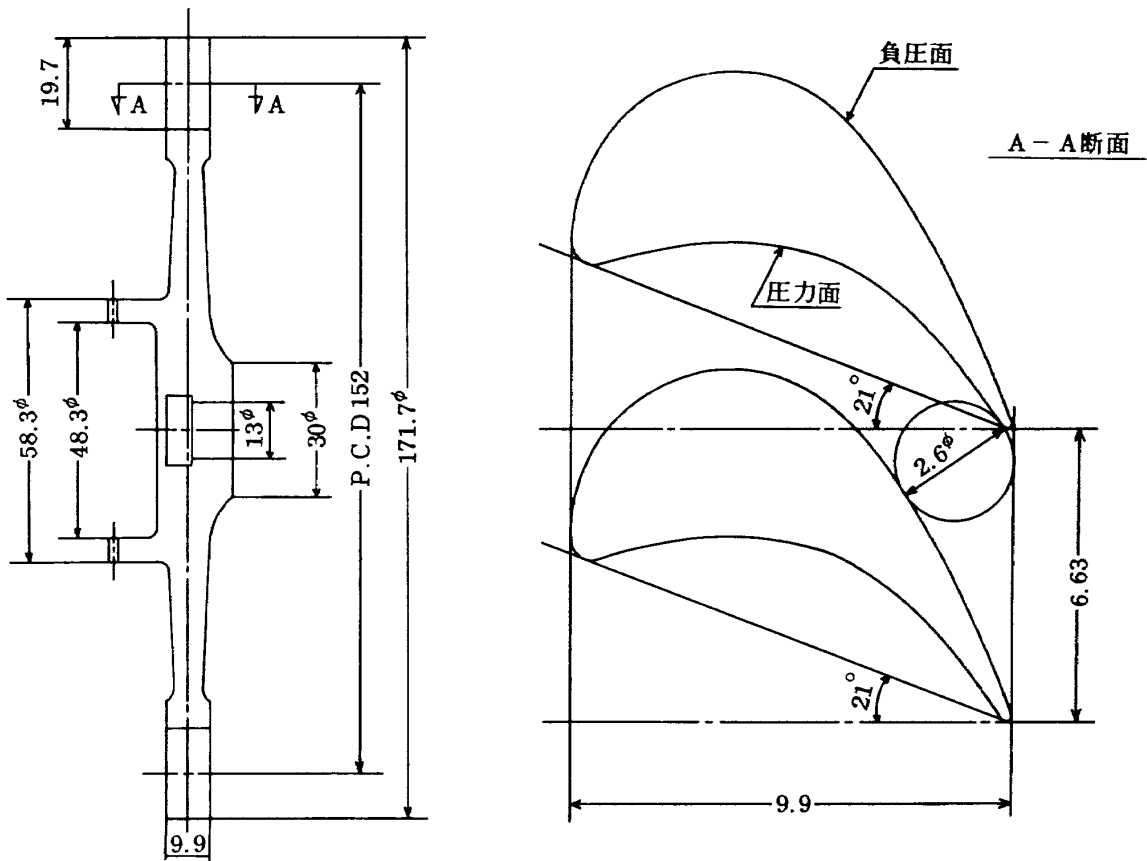


図 2.13 第 2 動 翼

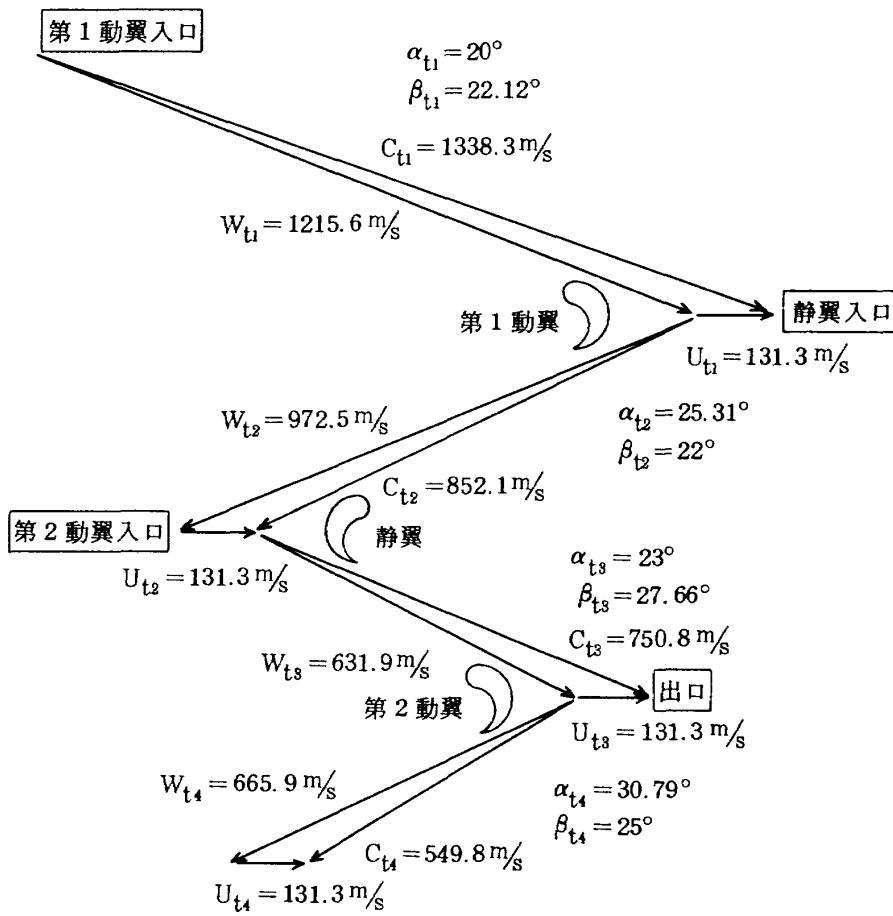


図 2.14 タービン速度三角形

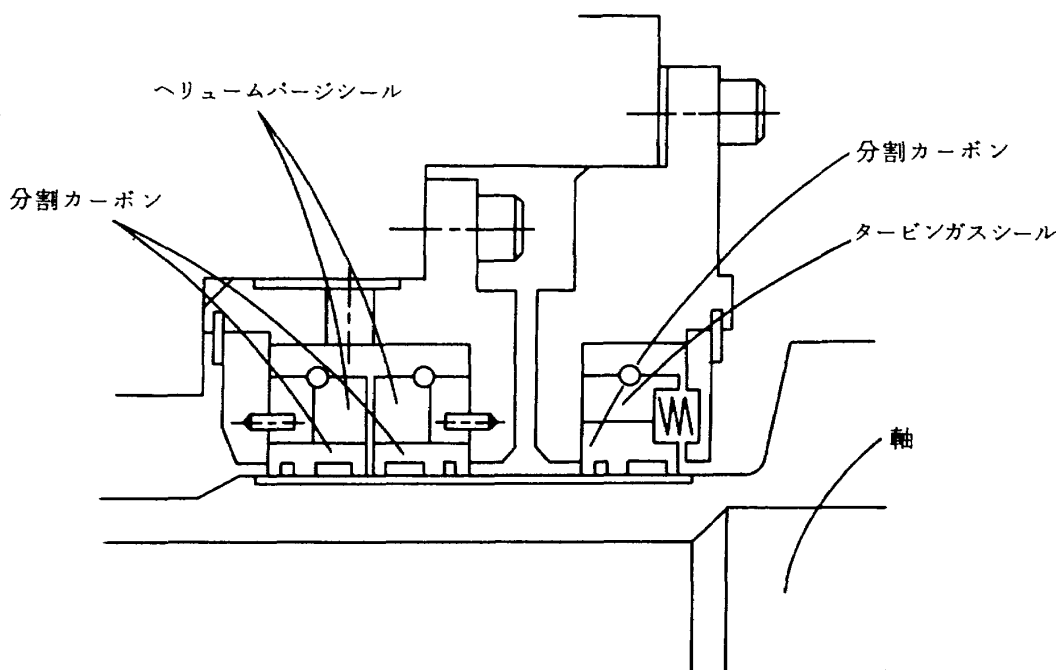


図 2.15 セグメントシール

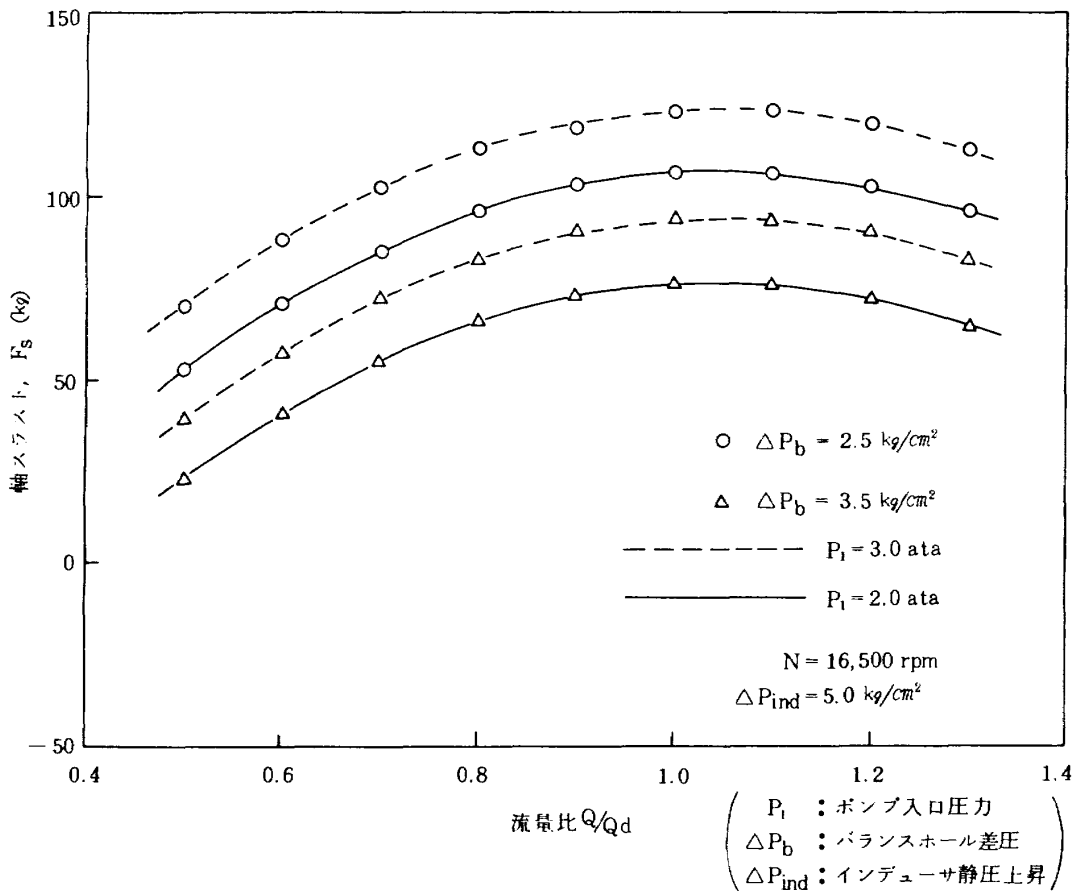


図 2.18 液酸ターボポンプ軸スラスト(計算値)

| 部 品 名 | 材 料 | 備 考 |
|----------------|------------|------------|
| (ポンプ部) | | |
| ポリュートケーシング | アルミ合金 | 鋳物 |
| インデューサ | SUS304 | 機械加工 |
| 主羽根車 | アルミ合金 | 機械加工, ロウ付け |
| 軸 | インコネル718 | |
| 軸受ケーシング | SUS304 | |
| (タービン部) | | |
| マニフォールドケーシング | インコネル718 | |
| ノズル | インコネル718 | |
| 第1動翼 | インコネル718 | |
| 静翼 | インコネル718 | |
| 第2動翼 | インコネル718 | |
| 動翼シュラウド | インコネル718 | ハニカム構造 |
| (メカニカルシール) | | |
| メイティングリング | 超硬合金(WC) | |
| シールリング | カーボン | |
| (セグメントシール) | | |
| ランナー | インコネル718 | クロムメッキ |
| シールリング | カーボン | |
| (ウェアリングリングシール) | | |
| シールリング | カーボン入りテフロン | 二つ割り構造 |
| (玉軸受) | | |
| 保持器 | ルーロンLD | 内輪案内 |
| 玉, 内輪, 外輪 | SUS440C | |

表 2.6 液酸ターボポンプ主要材料

3. 試験装置と試験方法

本液酸ターボポンプに関する全ての試験は航空宇宙技術研究所角田支所のターボポンプ試験装置により行った。試験装置の系統を図 3.1 に示した。液酸ポンプ単体試験、タービン単体試験は図 3.1 のポンプ供給系、ガス発生器試験部、450 kW 直流電気動力計などを用いて行う。供試体は図 3.1 の単体試験部にセットされる。ターボポンプの試験にはポンプ供給系、ガス発生器試験部を用いる。供試体はアセンブリ試験部にセットされる。

3.1 ポンプ単体

液酸ポンプは図 3.2 に示すように増速歯車を介して 450 kW 直流電気動力計で駆動される。

試験前の予冷は 5,000 l ランタンクを若干加圧し、ポンプ出口の流量制御弁を調節して、配管と供試体を徐々に予冷して受タンクに放出する方法により行った。このとき軸受予冷用放出弁により実液潤滑玉軸受の予冷も行った。予冷完了の確認はポンプ内を流れる作動流体の流量、ポンプ入口・出口配管温度、ならびに実液潤滑軸受外輪温度により行った。試験初期には予冷中断続的に供試体を低速で回転させ、ウェアリングリングシール部などの固着の有無を確認した。予冷が完了した時点で供給系配

管を固定し、最終予冷を行って試験に移行する。

ポンプの一般性能試験はポンプに十分な NPSH を与えるようにランタンク圧力を設定した後、供試体の回転数を徐々にあげて試験回転数とする。出口流量制御弁の開度を調節して流量を変え、一定回転数に対して流量比 (Q/Q_d) の異なるデータを取得する。

吸込性能試験はポンプに十分な NPSH を与えて、試験回転数・流量に設定した後、ランタンクの加圧をやめ、ポンプの吸込みとランタンクの押ガスの逃気を併用してランタンク圧力を減圧し、ポンプ NPSH を下げて行く方法を用いた。NPSH の減少に伴ってインデューサ出口圧力の降下が顕著になった時点で供試体の回転数を下げて 1 シリーズの試験を終える。試験をくり返す場合にはキャッチタンクの作動流体をランタンクに移送して再び上記の方法により試験を行う。

特に液体酸素を用いる試験に先立っては供試体の洗浄・組立てならびに供給系配管の洗浄に注意を払った。

3.2 タービン単体

ガス窒素駆動によるタービン単体冷走性能試験ならびにガス水素・液体酸素ガス発生器駆動のタービン単体熱走試験もポンプ単体試験と同様に供試タービンは図 3.2 の減速歯車を介して 450 kW 直流電気動力計に接続される。

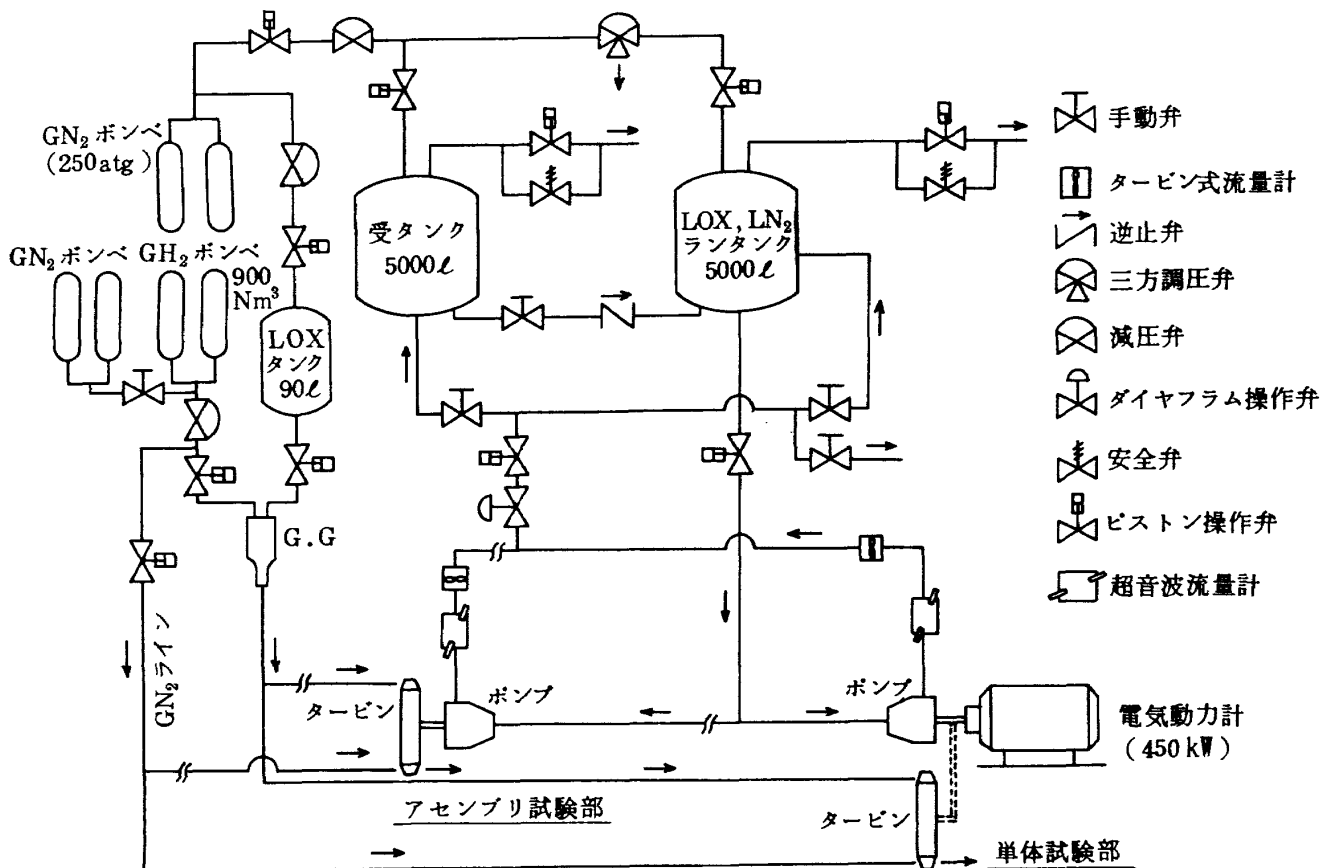


図 3.1 ターボポンプ試験装置

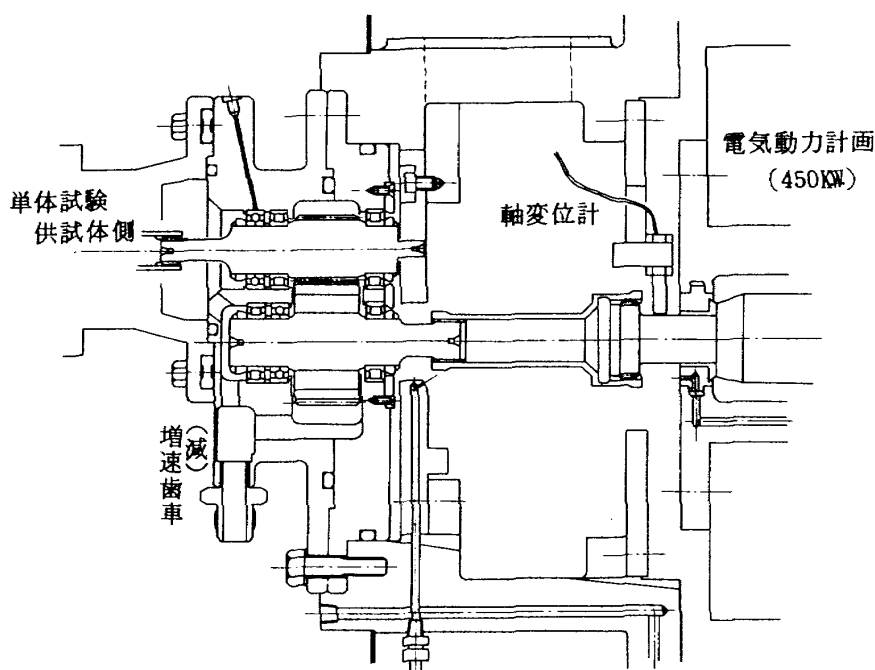


図 3.2 単体試験供試体取付部

冷走性能試験は次の手順で行われる。電気動力計により供試体を試験回転数とした後、ガス窒素供給ラインの止弁を開き、調圧弁により圧力設定されたガス窒素をタービンに供給する。駆動用ガス窒素の供給直後にはタービン回転数とトルクが変動するため、この両方が一定値となった時点でデータを取得する。

ガス発生器駆動タービン熱走試験も同様に、電気動力計で供試体を試験回転数とした後、ガス発生器の燃焼を開始する。この燃焼ガスがタービンを駆動する。なおタービンを駆動したガスはダクトで屋外に導かれ大気中で再度燃焼する。実際の液酸・液水エンジンではタービンは液酸・液水ガス発生器の燃焼ガスで駆動される。さらに液酸ターボポンプは図 2.1 のように液水ターボポンプ駆動後のガスで駆動される。本試験では液酸・ガス水素ガス発生器を使用するため、実際の液酸・液水エンジンにおける液酸ターボポンプの駆動ガスの全ての条件を満たすことはできない。このため主にタービン駆動ガス流量、タービン入口圧力を実際のエンジンの設計仕様に合わせて試験を行った。

3.3 ターボポンプ

ターボポンプ試験におけるポンプ側予冷はポンプ単体試験と全く同じ手順で行った。ガス窒素駆動による冷走試験はポンプの予冷が完了した時点でポンプ出口配管の流量制御弁を設定した後タービン駆動用ガス窒素を供給して供試体の回転数を上昇させる。タービン駆動用ガス

窒素の止弁を急開するかなり速い急速起動試験も行った。ガス発生器駆動熱走試験における手順のほとんどは既述の各種単体試験ならびにターボポンプ冷走試験と同じである。ただしガス発生器燃料用のガス水素のみをガス発生器を通してタービンに送る冷走を行ってターボポンプを点検した後にガス発生器を用いる熱走試験に移行した。

4. 計測・制御・データ処理

4.1 計測・制御

計測および監視項目を表 4.1 に示す。圧力は主に歪ゲージ型のセンサにより測定し、静的な圧力で高精度が要求される場合には力平衡型のセンサを用いた。動的な圧力はフラッシュマウント式の歪ゲージ型センサを用いた。各圧力センサは実験毎に実負荷校正を行った後に使用した。温度の測定は主に銅・コンスタンタンあるいはクロメル・アルメルの熱電対を用いた。極低温作動流体の吸込性能試験には高精度の温度測定が要求されるため、白金抵抗測温体も併用した。

電気動力計を用いた単体試験では、位相を検出してトルクを求める形式のトルク計により軸トルクを測定した。回転数は電気動力計を用いる場合には電磁式ピックアップにより測定し、ターボポンプ試験の場合には、軸変位測定用と同じ形式の高周波コイル型のセンサにより測定した。

シールのパージガス以外の流量はタービン型流量計に

より測定した。パーシガス流量はブリッジ回路に含ませた感温コイルを流れの中に置く形式のサーマルマスフローメータにより測定した。

図 4.1, 図 4.2 に本試験で使用した計測装置の系統図を示した。図 4.1 はターボポンプ試験設備の一部であり, 図 4.2 の温度・圧力データ収録装置は本研究のため新たに追加したものである。圧力の収録チャンネル数を増やすことと高精度温度測定を目的として製作した。

図 4.3, 図 4.4 はそれぞれポンプ制御盤, タービン・ガス発生器制御盤である。ポンプ系統で主に制御するの

はランタンク圧力すなわちポンプ入口圧力と出口制御弁開度すなわちポンプ流量である。タービンの出力調整は熱走の場合にはガス発生器の燃料および酸化剤の調圧により行い, 冷走の場合には冷走ガスの調圧により行った。単体試験時のポンプ, タービンの回転数制御はワードレオナード方式の電気動力計により行い, ターボポンプ試験の場合にはタービンの出力制御により行った。ポンプの失速などにより設定値より回転数が上昇した場合には非常停止装置により自動的にターボポンプは停止する機構となっている。

| 計測監視項目 | 検 出 器 | 測定範囲 | 計測監視項目 | 検 出 器 | 測定範囲 |
|------------------------|-------------|-----------|------------------------|-------------------|--------------|
| ランタンク圧 | 歪ゲージ型 | 0~10 atg | ポンプ入口温 | 熱電対又は白金抵抗体 | -200~30℃ |
| ポンプ入口圧 | 歪ゲージ型又は力平衡型 | " | ポンプ出口温 | 熱電対 | -200~30℃ |
| ポンプ入口振動圧 | 歪ゲージ型又は半導体型 | " | セグメントシールケース温 | " | " |
| ポンプ出口圧 | 歪ゲージ型又は力平衡型 | 0~100atg | ケーシング温 | " | " |
| ポンプ出口振動圧 | 歪ゲージ型又は半導体型 | " | ランタンク液温 | " | " |
| インデューサ出口圧 | 歪ゲージ型 | 0~20 atg | 軸受外輪温 | " | " |
| セグメントシール出口圧 | " | 0~10 atg | 軸トルク | 位相検出型 | 0~20 kg·m |
| メカニカルシール出口圧 | " | " | 回転数 | 電磁ピックアップ又は高周波コイル型 | 0~20000 rpm |
| メカニカルシール入口圧 | " | 0~20 atg | G.G LOX 流量 | タービン型 | 0~0.315 l/s |
| 推力バランス室圧 | " | " | G.G GH ₂ 流量 | " | 0~56 l/s |
| パーシガス圧 | " | 0~10 atg | ポンプ流量 | タービン型 | 0~24 l/s |
| 主羽根車出口圧 | " | 0~100 atg | パーシガス流量 | 感温コイル型 | 0~200 Nl/min |
| ディフューザ内部圧 | " | " | 軸変位 | 高周波コイル型 | 0~100 μ |
| G.G LOX 噴圧 | 歪ゲージ型 | 0~100atg | ケーシング加速度 | ピエゾ型 | 0~100 G |
| G.G GH ₂ 噴圧 | " | " | 配管加速度 | " | " |
| GH ₂ 流量計圧 | 力平衡型 | " | | | |
| G.G 燃 圧 | 歪ゲージ型 | 0~50 atg | | | |
| ノズルマニフォールド圧 | " | 0~10 atg | | | |
| ノズル出口圧 | " | " | | | |
| 静翼入口圧 | " | " | | | |
| 静翼出口圧 | " | " | | | |
| タービン出口圧 | " | " | | | |
| G.G LOX 予冷温 | 熱電対 | -200~30℃ | | | |
| GH ₂ 噴射温 | " | " | | | |
| GH ₂ 流量計温 | " | -50~30℃ | | | |
| ノズルマニフォールド温 | " | -20~400℃ | | | |
| タービン出口温 | " | -200~400℃ | | | |

表 4.1 計測監視項目

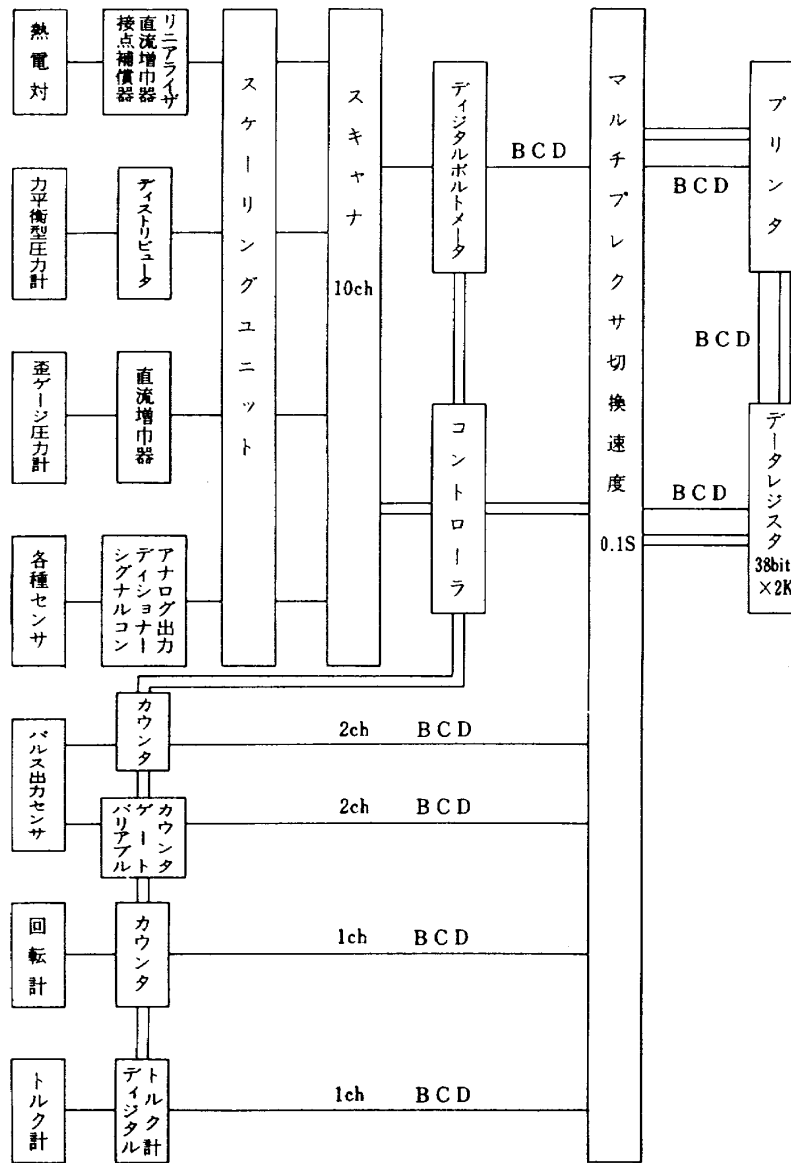


図 4.1 推進薬供給系統試験設備計測装置

4.2 データ処理

デジタルデータの処理は主に図 4.5 に示した構成のデータ処理装置を用いて行った。試験時にはターボポンプ試験設備・計測装置(図 4.1)のマルチプレタサから 0.1 秒おきに送られてくる BCD コードのデータをリアルタイムで YHP9825 A カリキュレータのメモリーに取り込み、これを実験終了後磁気テープ(MT)に書き込む。一方試験中温度・圧力データ収録装置(図 4.2)のバッファメモリーに順次貯えられていた ASCII コードのデータを同じく YHP9825 A に取り込み MT に書き込む。前もって MT に書き込まれている校正データをまず 9825 A で処理して校正曲線の係数を求め、この値を用いて試験データの物理量変換ならびに性能計算を同じく 9825 A で行った。

図 4.7 にアナログデータ処理の流れを示す。アナログデータの収録は FM データレコーダ、電磁オシログラフ、ペンレコーダの 3 通りで行った。動的な性能や特性を調べる場合には主に FM データレコーダに収録したデータを用いる。ターボポンプ起動時過渡特性などの動的性能を計算する場合は、FM データレコーダによりアナログデータを再生し、これを高速 A-D コンバータにより最大毎秒 8000 データ程度で高速サンプリングしてデジタル化する。デジタル化したデータは MT に一度収録した後、TOSBAC-3400 に入力して性能計算する。ポンプ入口・出口の圧力振動、ケーシング加速度、軸変位などの振動データは高速フーリエ変換(FFT)解析装置により処理した。図 4.8 にアナログデータ処理装置を示す。

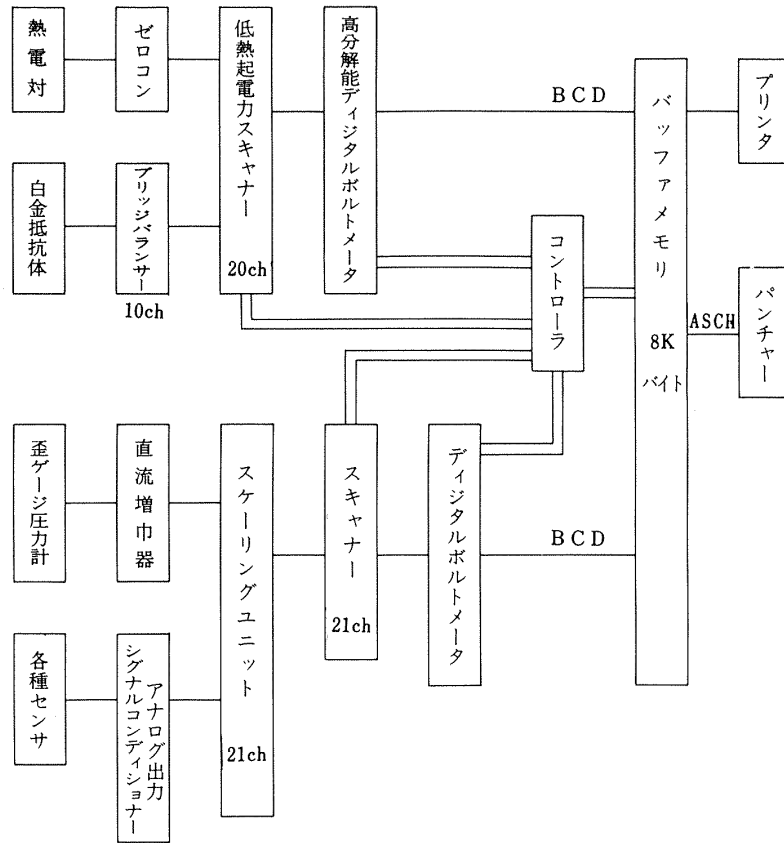


図 4.2 温度圧力データ収録装置

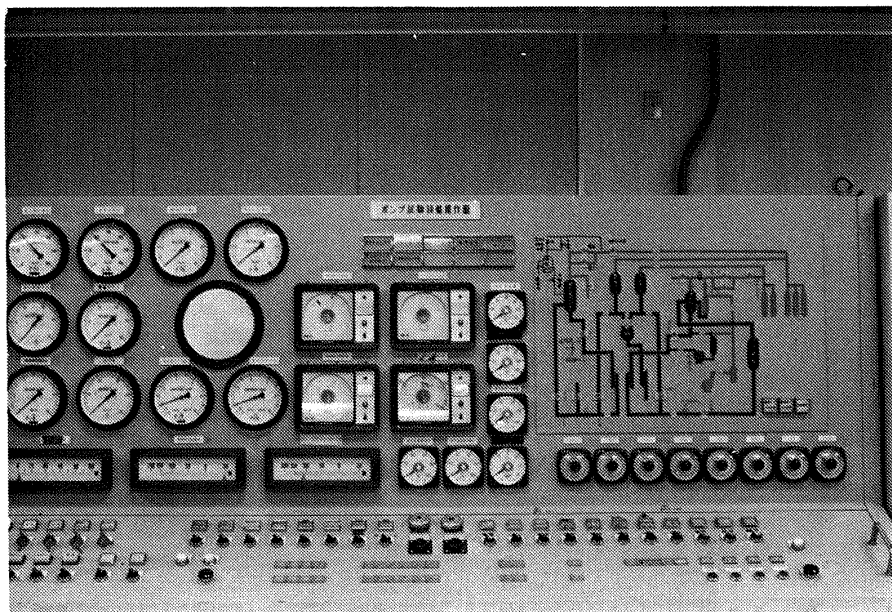


図 4.3 ポンプ制御盤

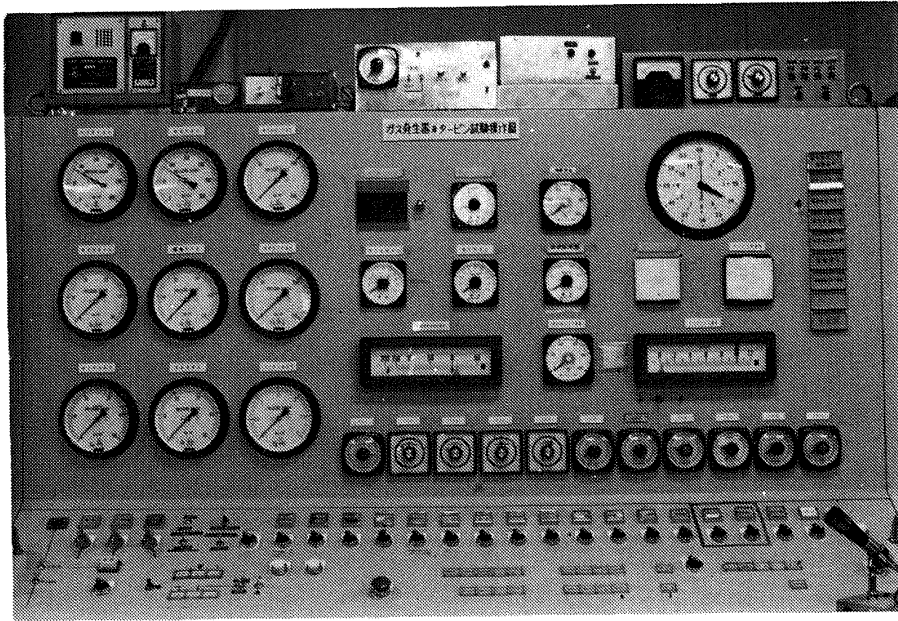


図 4.4 タービン・ガス発生器制御盤

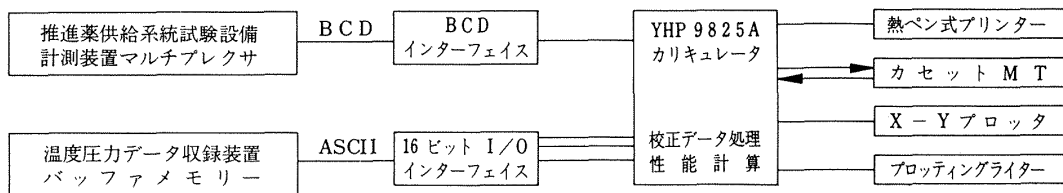


図 4.5 デジタルデータ処理装置

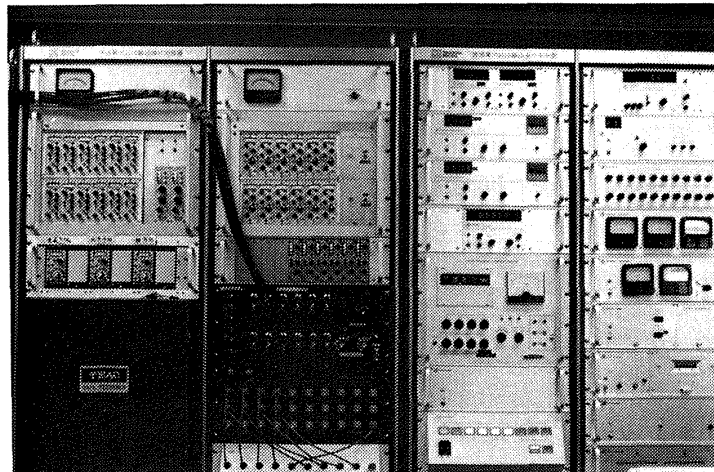


図 4.6 データ処理装置

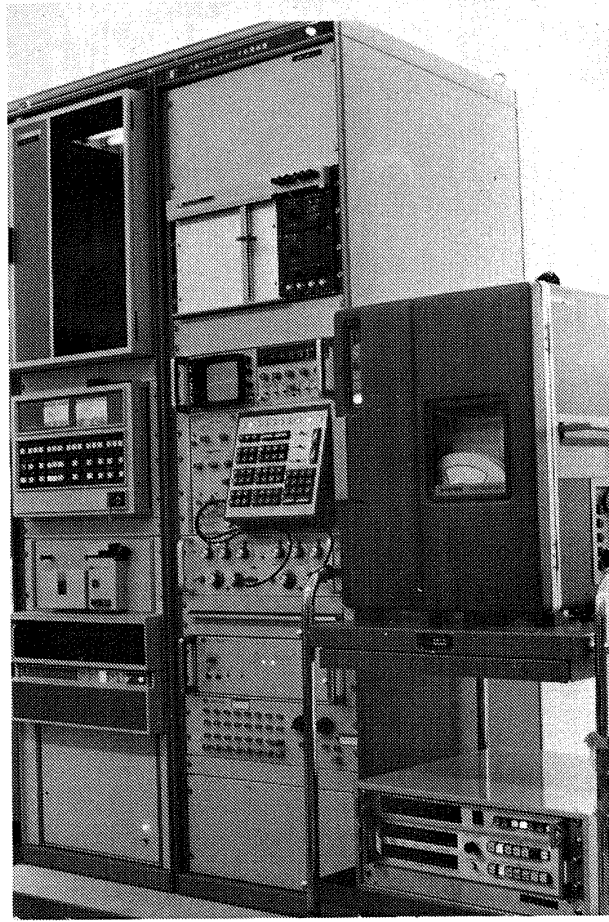


図 4.8 アナログデータ処理装置

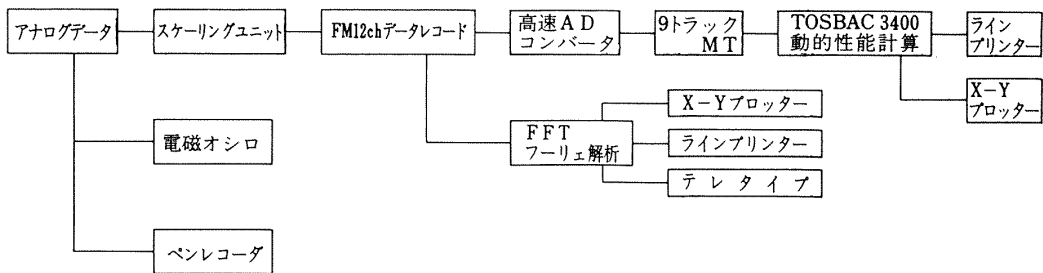


図 4.7 アナログデータ処理の流れ

5. 試験結果と考察

5.1 ポンプ単体

液体窒素を作動流体としたときのポンプ流量 Q とインデューサ静圧揚程 H_{is} 、ポンプ静圧揚程 H_{ps} ならびにトルク T_q の関供を図5.1に、同じく液体酸素の場合を図5.2に示した。なおトルクについては図3.2のように電気動力計と供試体間の増速歯車の損失分だけ実際にポンプを駆動するに必要な値よりも大きくなっている。この損失分については付録で詳しく述べる。図5.1と図5.2の回転数 $N=15,000$ rpm以上の結果を整理して図5.3に示した。ポンプの圧力係数 ψ_p については液体酸素と液体窒素でかなり良く一致している。液体酸素での効率が液体窒素に比べて1.5~2パーセント低い値になっているがこの理由は明らかでない。表5.1に比較のため液体酸素と液体窒素の主たる物性値とポンプのレイノルズ数 Rep を示した。このクラスのロケット用極低温ポンプで

はポンプの一般性能におよぼす物性値の影響は少ない¹⁰⁾。たとえば液体酸素におけるレイノルズ数は液体窒素に比べて若干大きいことから、上記効率差はレイノルズ数に基因するものではないものと考えられる。供試ポンプの広範囲な流量に対するポンプの一般性能を図5.4に示した。流量比 $Q/Q_d=0.4\sim 0.5$ 程度まで右下り勾配の揚程曲線となっている。このことからポンプ自体の安定性は確保されているものと考えられる。効率 η_p にバラツキが大きいのは比較的低回転数のため測定トルクの絶対値が小さく、このため測定誤差が出ているためである。なお図5.4で液体酸素でのインデューサ圧力係数 ψ_i が液体窒素に比べて若干低めになっている。これはインデューサライナのインデューサ出口圧力取出部の形状を変更したことによるものである。

図5.5にディフューザB(図2.7)内の圧力の測定値と設計値の比較を示した。圧力測定はディフューザケーシングに設けた直径1.6 mmの小穴により行った。圧力測

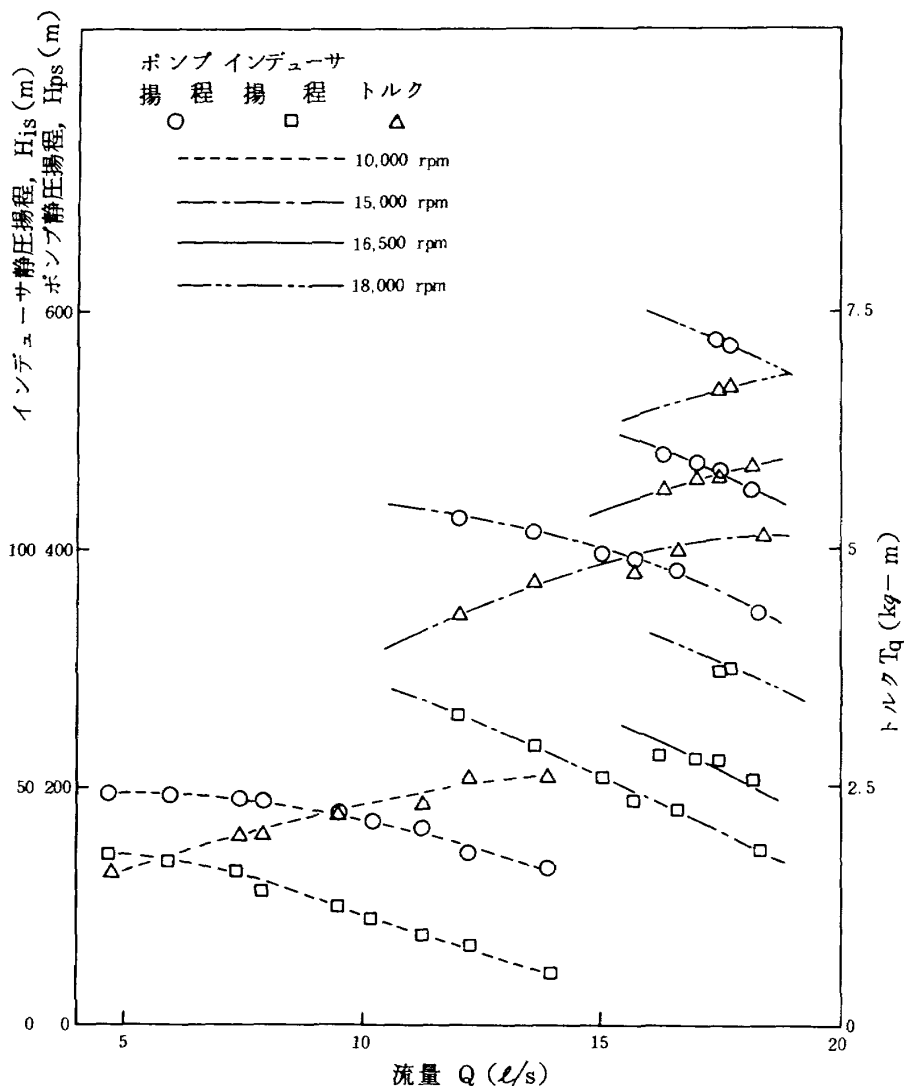


図5.1 液酸ポンプ特性(液体窒素試験)

定位置は図 2.7 に示されている。圧力の測定値は液体酸素と液体窒素で良く一致している。測定点数は少ないが、ディフューザ内圧力は設計通り流れ方向に直線的に上昇し、設計値の圧力上昇勾配に良く対応している。このことから設計流量におけるディフューザ内の圧力損失はかなり小さいものと推定される。円錐形ディフューザに比べて長さを短縮できる本ディフューザが使用可能であることの確認ができたものと考え。図 5.6 は流量比 (Q/Q_d) が 1 付近で回転数を変えたときのディフューザ内圧力である。回転数の影響はほとんど現われていない。図 5.7 は一定回転数 ($N=10,000$ rpm) で流量比をパラメータとしたときのディフューザ内圧力である。うず形室の水切り付近 ($S=0$) では流量比が 1 近辺以外で直線からのずれが認められる。この種のポリュートケーシングでは流量比が 1 からずれるのにしたがって、水切り直前の圧力が急激に変化することは良く知られている¹⁾。ディフューザ入口 ($S=0$) の圧力を図 2.7 のように水切り

直前で測定したため、上記の結果になったものと考え。

図 5.8, 図 5.9 に液体窒素を用いて求めた吸込性能曲線を示した。図 5.8 は回転数を一定 ($N=16,500$ rpm) として流量を変えた場合の吸込性能曲線である。本液酸ポンプには液体酸素で 7.5 m の必要吸込水頭の条件が課せられている。この条件を満足し、かなりの余裕がある。厳密には液体窒素で吸込性能が求められたため、液体酸素との熱力学的効果に基づく必要吸込水頭の差を考慮する必要がある。比較的低温度の液体窒素を使用したので、この熱力学的効果は小さく、液体酸素での 7.5 m の必要吸込水頭の条件は十分満足しているものと考え。

図 5.8, 図 5.9 には NPSH の低下に伴って生じるインデューサの揚程低下 (圧力係数の低下) の部分を示さなかった。実際には図 5.8, 図 5.9 に示した NPSH よりもさらに小さな NPSH でインデューサの揚程低下がみられた。しかしこの揚程低下時には入口配管での蒸発 (飽和蒸気圧状態に近づいているため) に伴う、インデ

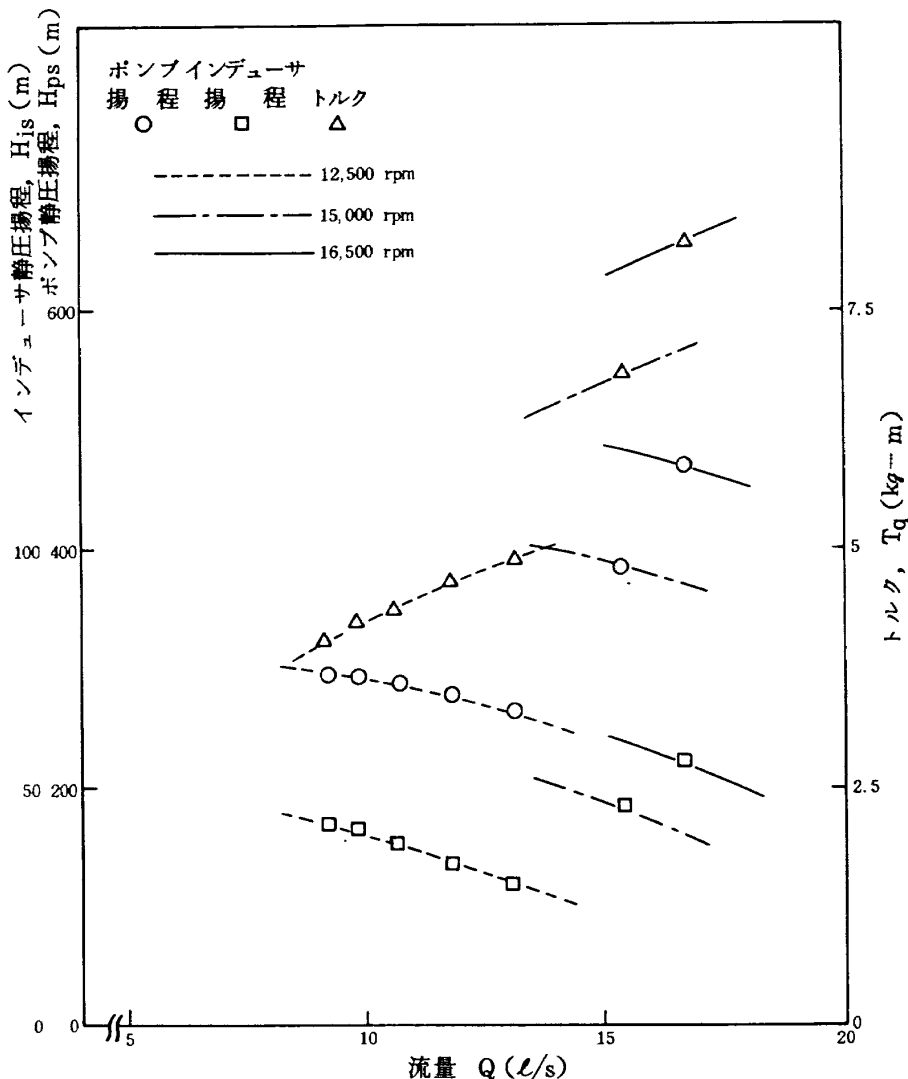


図 5.2 液酸ポンプ特性 (液体酸素試験)

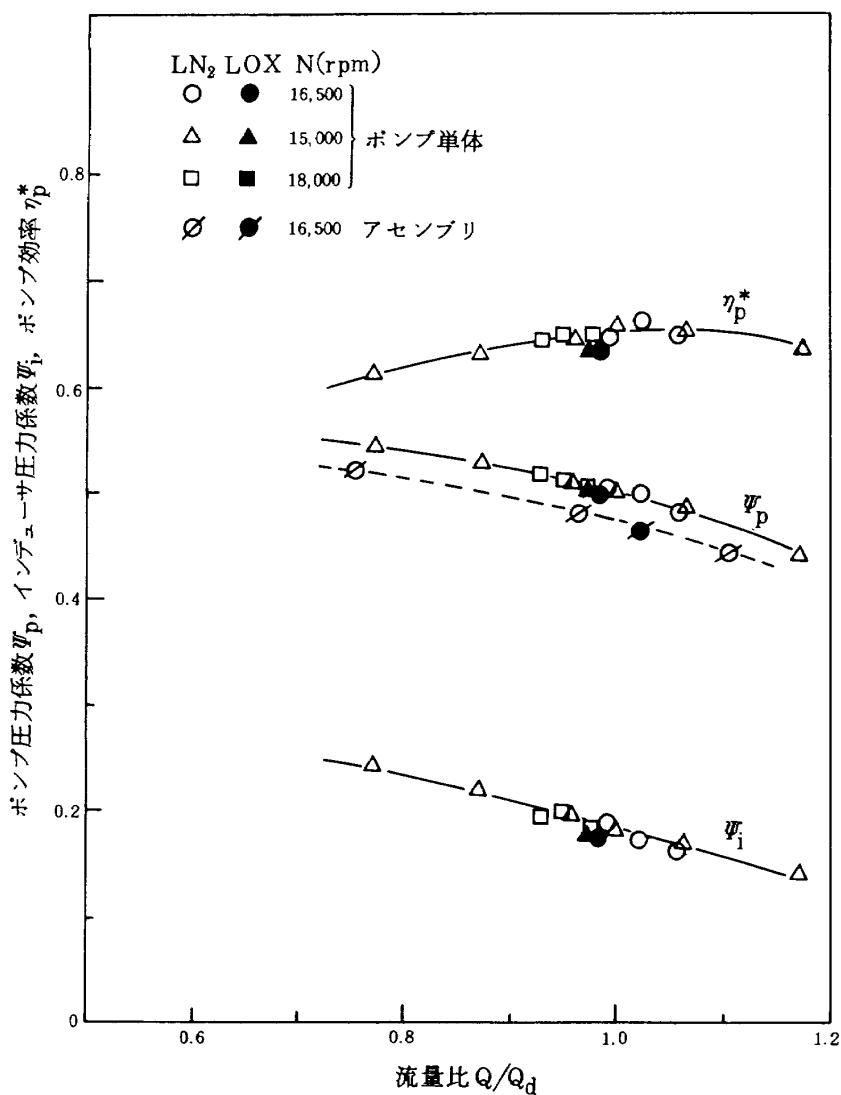


図 5.3 液酸ポンプ一般性能

| | 液体酸素 | 液体窒素 | 水 |
|---------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| 飽和蒸気圧 (ata) | 1 | 1 | 0.023 |
| 温度 (°C) | -183.0 | -195.8 | 20 |
| 比重量 (kg/m ³) | 1,140 | 800 | 998 |
| 粘性係数 (kg·s/m ²) | 1.9×10^{-5} | 1.6×10^{-5} | 1.0×10^{-4} |
| 比熱 (Kcal/kg°C) | 0.42 | 0.49 | 1.00 |
| N=16,500rpmでの ポンプレインルズ数 Rep* | 6.5×10^6 | 5.3×10^6 | 1.1×10^5 |

$$* Re = \frac{U_s D_s}{\nu}$$

表 5.1 液体酸素と液体窒素の比較

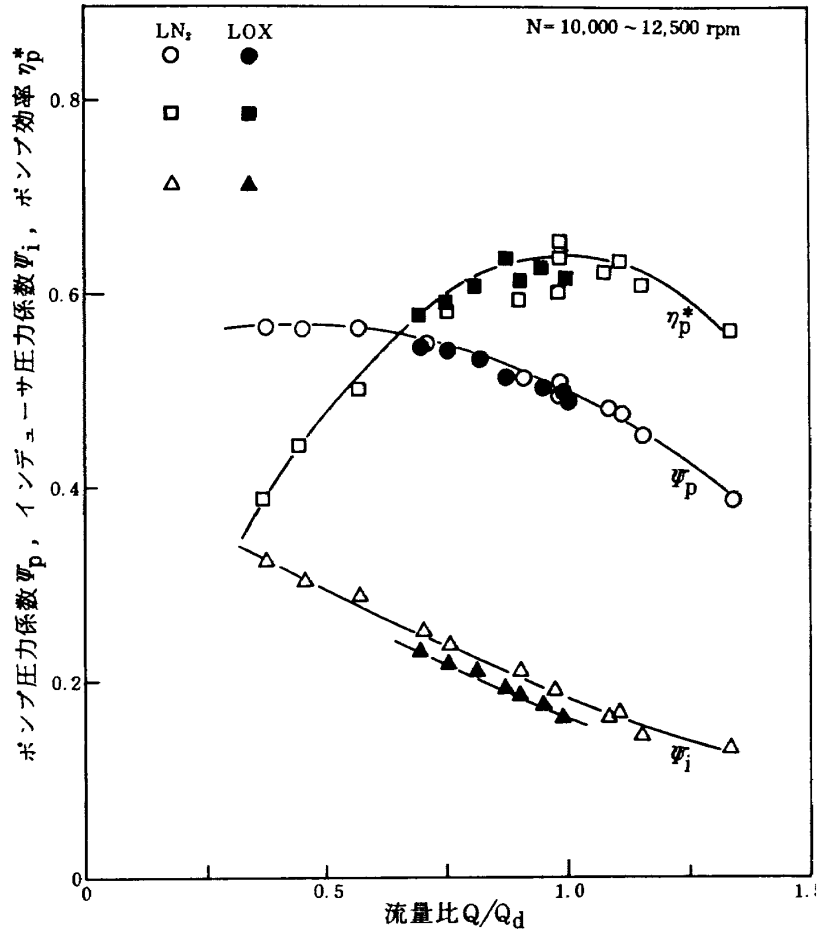


図 5.4 液酸ポンプ一般性能

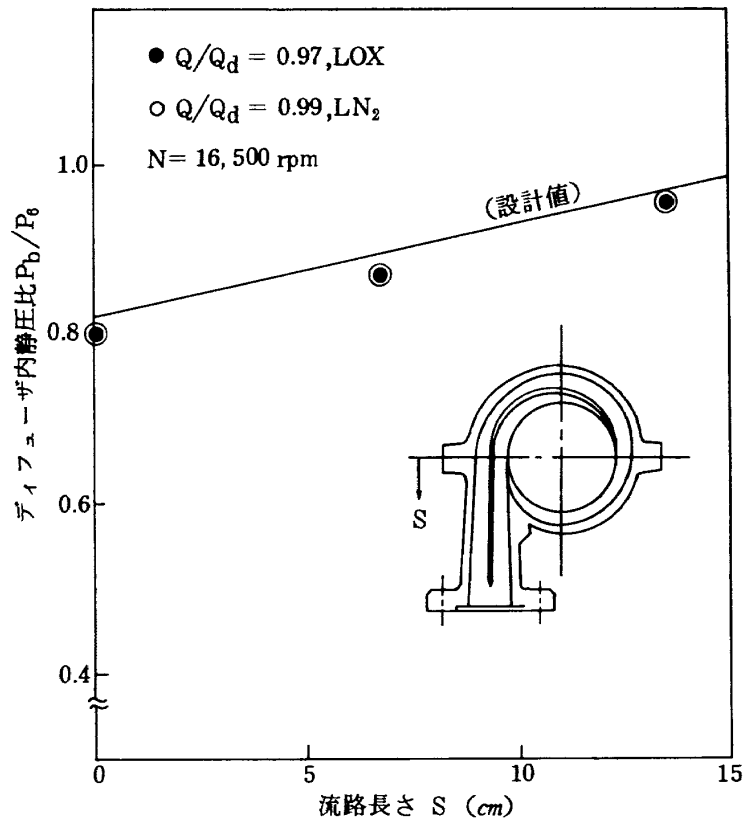


図 5.5 液酸ポンプディフューザ内圧力 (図 2.7 参照)

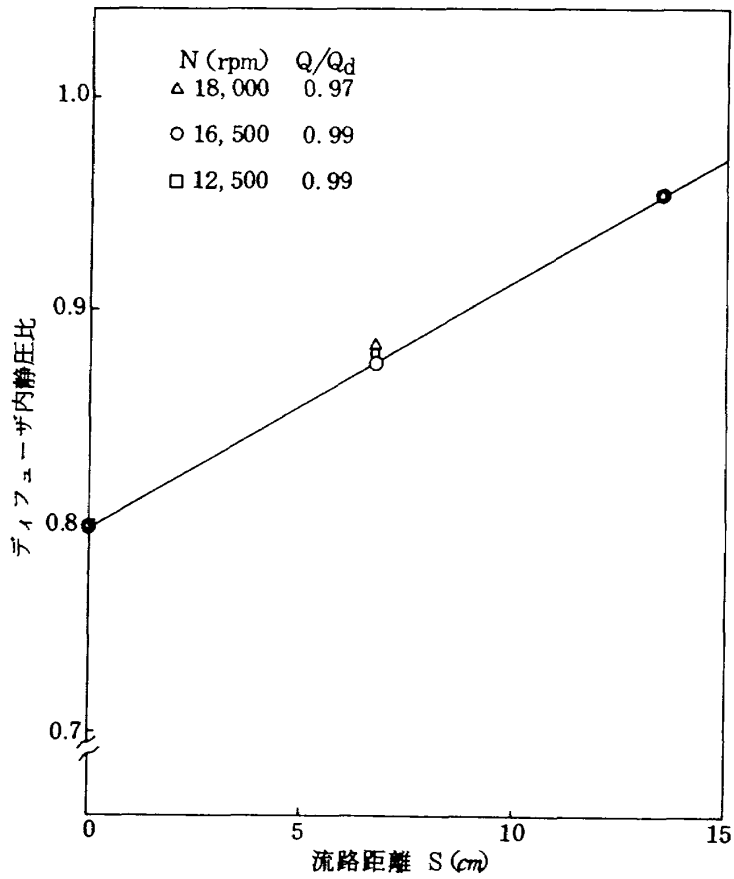


図 5.6 液酸ポンプディフューザ内圧力 (液体窒素試験)

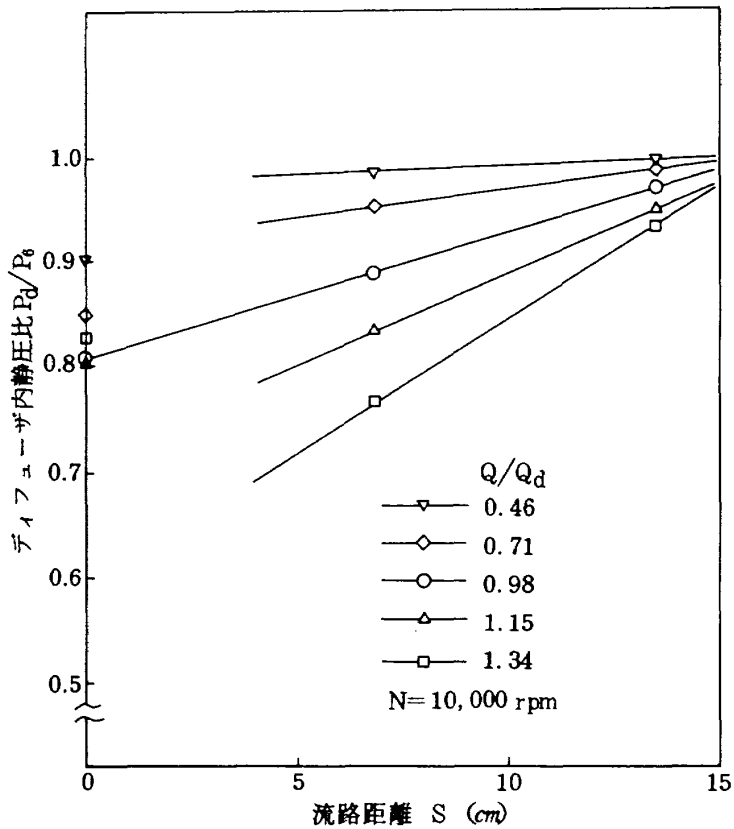


図 5.7 液酸ポンプディフューザ内圧力 (液体窒素試験)

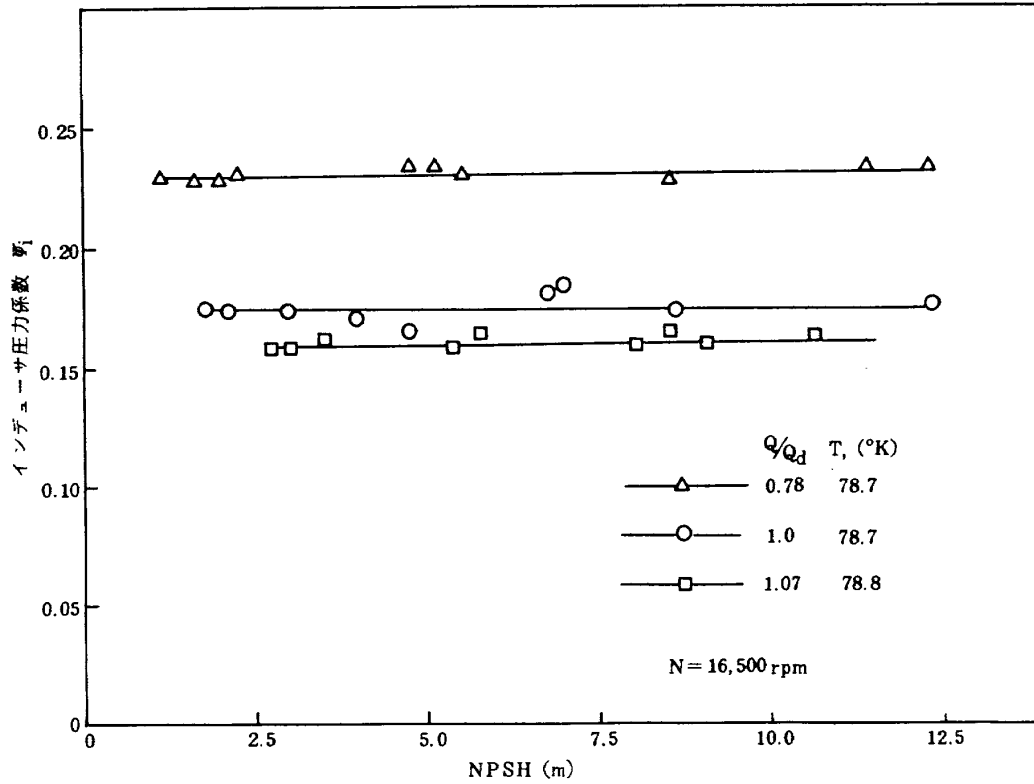


図 5.8 液酸ポンプインデューサ吸込性能曲線 (液体窒素試験)

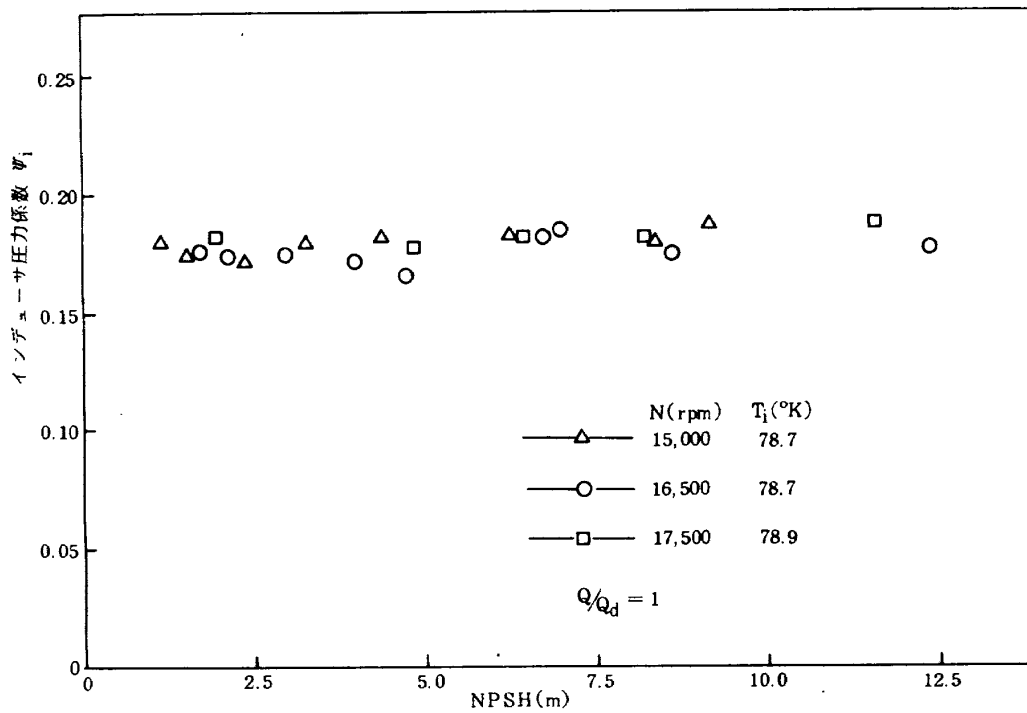


図 5.9 液酸ポンプインデューサ吸込性能曲線 (液体窒素試験)

ューサ入口温度のかなりの低下がみられ、インデューサ入口で二相状態になったようである。一応インデューサ入口温度の低下が生じない（インデューサ入口でほぼ単相と考えられる）範囲のデータのみを図 5.8, 図 5.9 に示した。なお液酸ポンプの吸込性能に関しては別途より詳しく報告する予定である。

以下液酸ポンプ単体試験で経験した構造に関する事柄を示す。図 5.10 は主羽根車裏側のバランスホール室の圧力上昇と回転数の関係を示している。測定値は液体酸素と液体窒素と良く一致している。バランスホール室の圧力上昇 ΔP_b と回転数 N の関係は

$$\Delta P_b \propto N^x \quad (5-1)$$

において、 $x=2$ とはならず、圧力が高くなるのにしたがって x の値は小さくなる傾向が認められた。たとえば $N=15,000$ rpm を基準とすると、 $N=18,000$ rpm については $x=1.67$ となっている。ポンプの圧力上昇に伴ってウェアリングリングが半径方向に押されてシールすきまが小さくなることと、回転上昇に伴ってウェアリングリングシールすきままでの軸方向流れに対する流体抵抗が大きくなることによるものと思われる。

ウェアリングリングシール、メカニカルシール、実液潤滑玉軸受などの要素は良好に作動した。ガスシールについては当初フローティングリングシールを使用したのが、軸との過度の接触を生じたため、その後の本ポンプ単体試験ではラビリンスシールを用いて試験を行った。なおガスシールは最終的にはセグメントシールに変更した。

図 5.11 にポンプ単体液体酸素試験時の供試体まわりを示した。

5.2 タービン単体試験

窒素ガスによるタービン単体冷走のタービン回転数 N とトルク T_q の関係を図 5.12 に示した。ただしトルクの値はポンプ単体試験の場合と同様に減速歯車の損失分だけ小さくなっている。窒素ガスを用いた場合のタービン設計相当回転数は $N=3,750$ rpm である。図 5.12 ではタービン入口圧力を一定として、出口圧力を調整するための出口オリフィス径をパラメータにしている。図 5.13 は上記試験時の回転数 N と圧力比 P_{tot}/P_{t4} の関係を示している。図 5.14 は図 5.12, 図 5.13 を整理して速度比 U/C_{t0} とトルク T_q の関係を求めたものである。1 段 2 列衝動タービンであるため、速度比 $U/C_{t0}=0.25$ におけるトルクは静止時 ($N=0$) のほぼ $1/2$ になっている。

図 5.15 に供試タービンの冷走の性能曲線を示した。圧

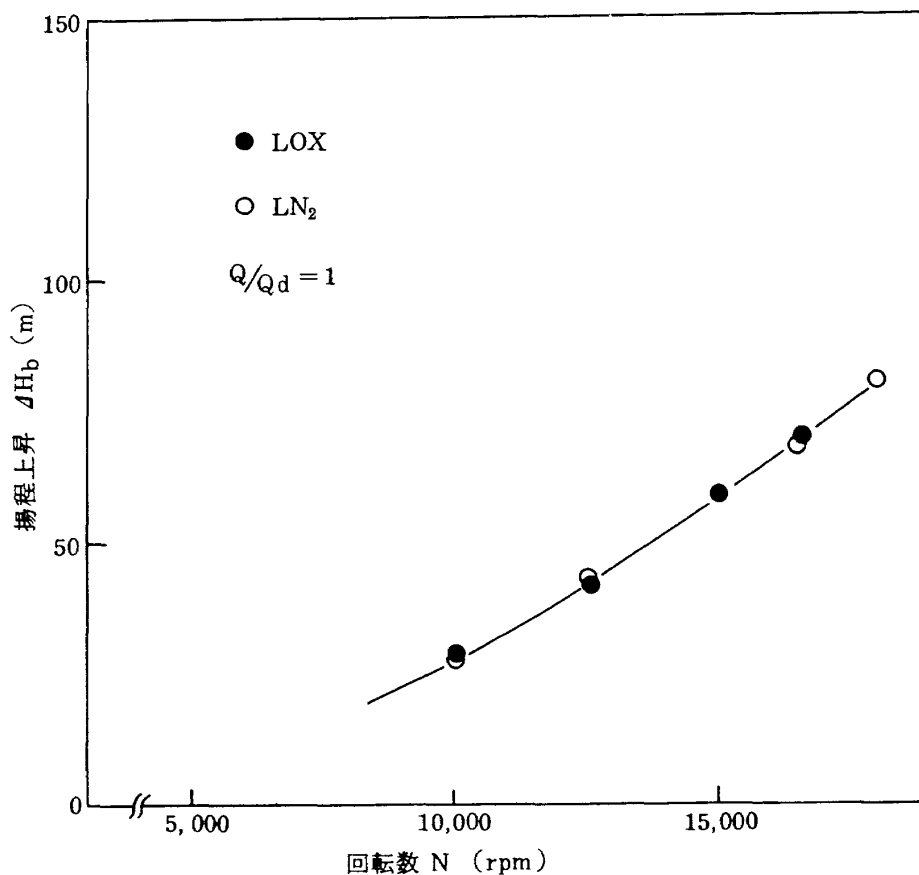


図 5.10 液酸ポンプバランスホール室圧力上昇

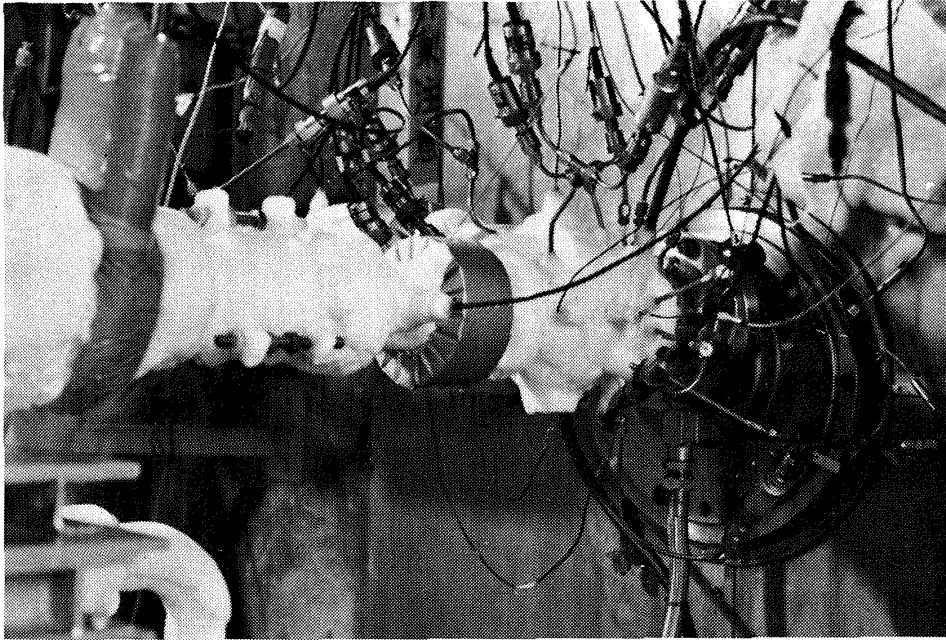


図 5.11 液酸ポンプ単体試験

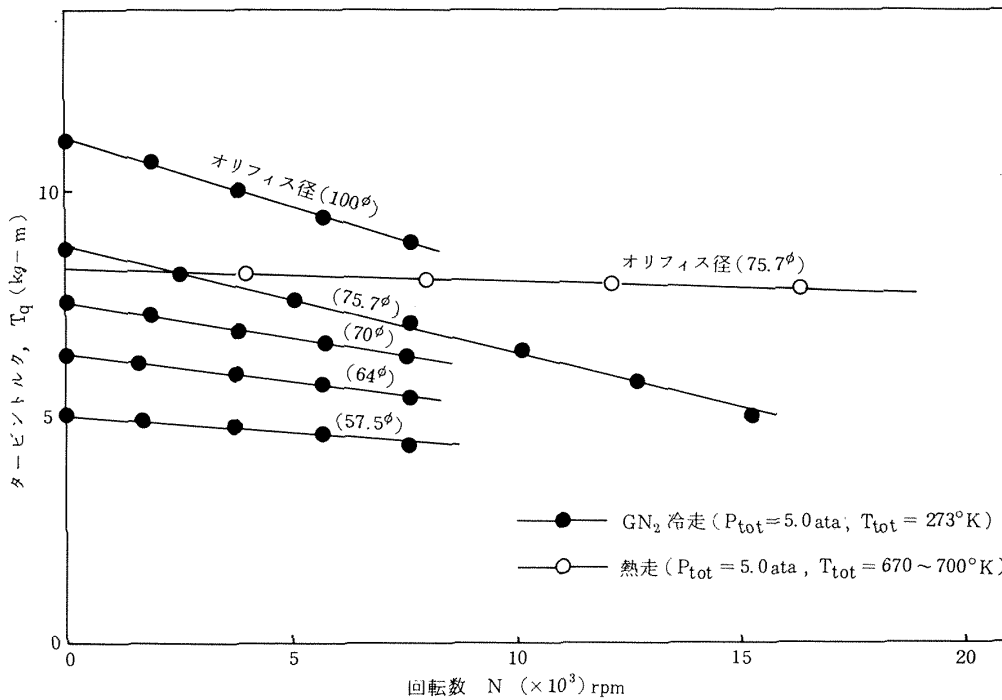


図 5.12 タービントルク曲線 (出口オリフィス径一定)

力比 P_{tot}/P_{t4} を変えても効率はほとんど変わらない。効率は設計速度比においておよそ2%設計値を上回った。図 5.15の点線は本タービンの設計で参考にしたM-1エンジン用液酸タービンの45%スケールモデルの空気による冷走の結果⁸⁾である。本供試タービンはM-1エンジン用液酸タービンのスケールモデルに比べて若干低い効率となっている。この原因としては以下の理由が考えら

れる。本供試タービン動翼のピッチ円直径がスケールモデルに比べて $1/2.5$ と極めて小さいため翼内での表面アラサなどの影響が大きくなっている。なお供試タービンの窒素ガス冷走時(設計圧力比, 設計相当回転数)のレイノルズ数は $Re_t=4.9 \times 10^5$, 同じくスケールモデルの空気による冷走時のレイノルズ数は $Re_t=1.8 \times 10^5$ である。スケールモデルではチップシュラウドを設けているため

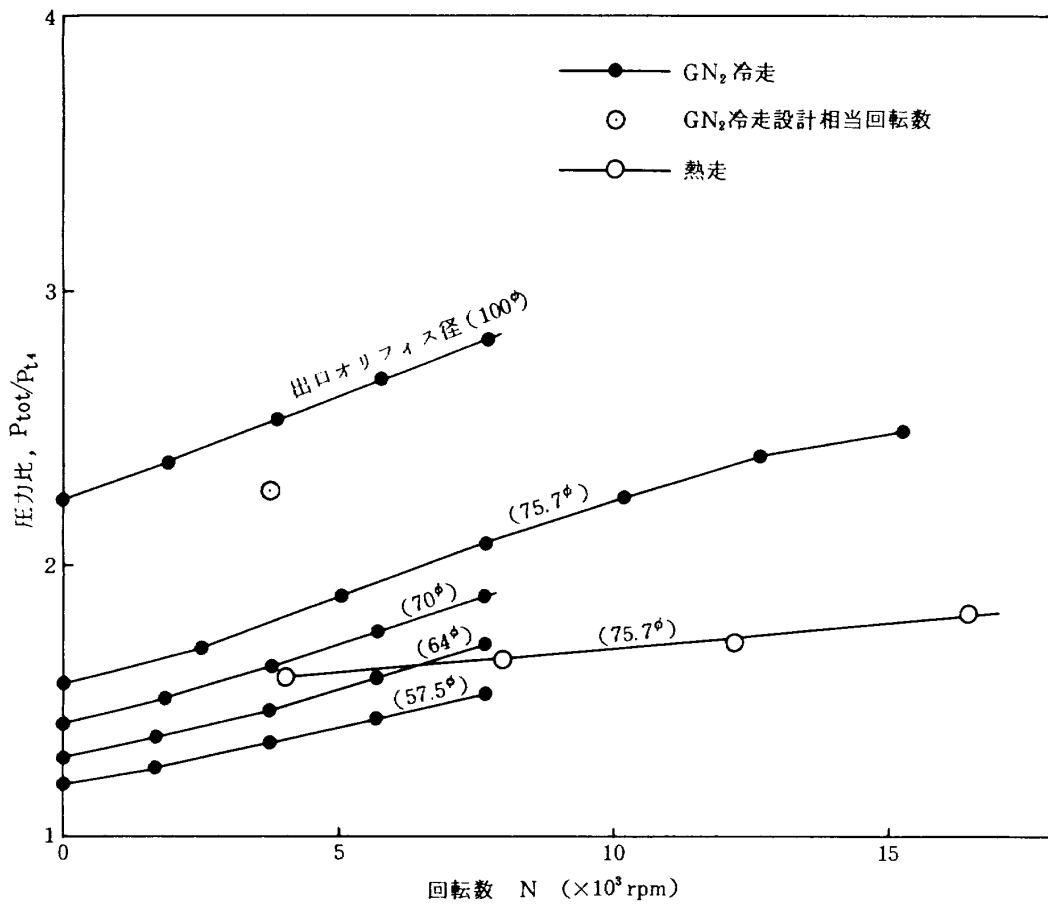


図 5.13 タービン回転数と圧力比の関係

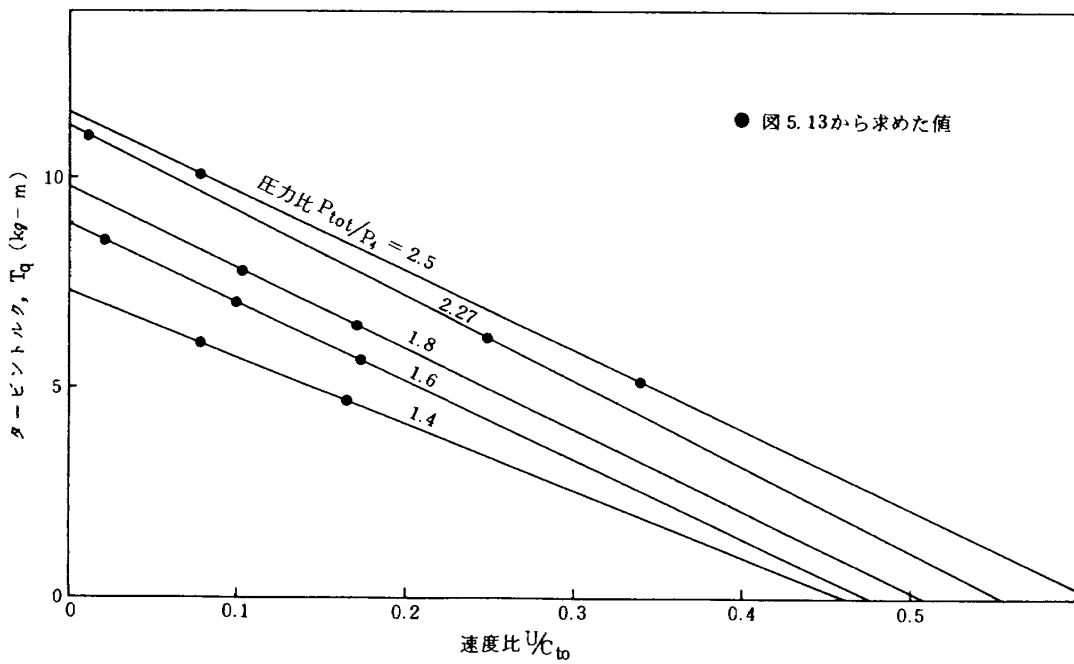


図 5.14 タービントルク曲線 (窒素ガス冷走試験)

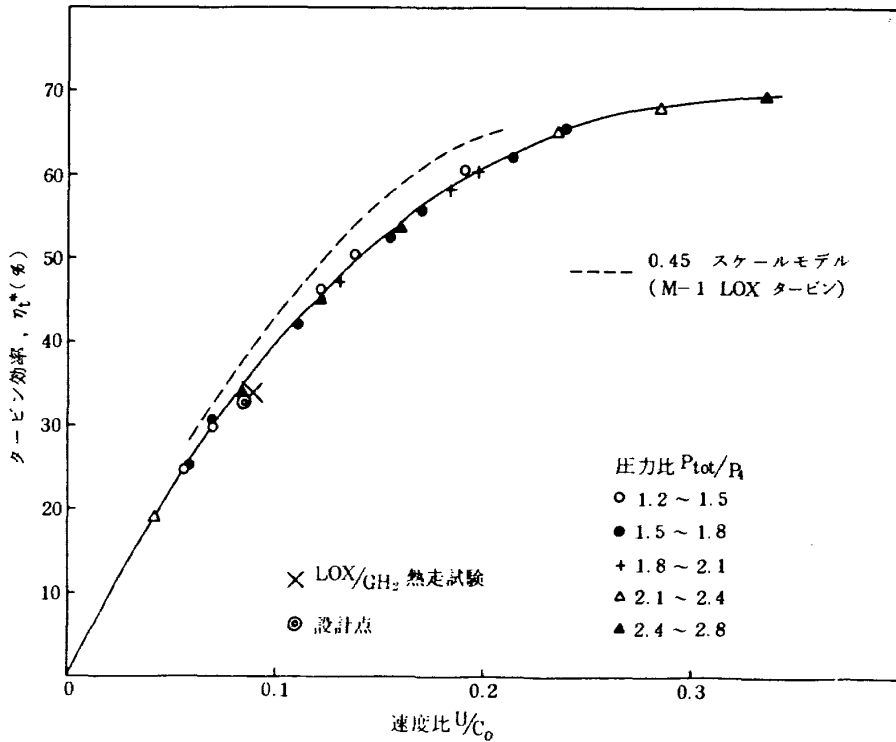


図 5.15 タービン効率

チップすきまでの漏れ損失が少なくなっている。さらに後述のように本供試タービンの設計においてノズルの流量係数を小さく見積ったため、実際的气体流量が計設流量を上回り、特に第1動翼内の損失が大きくなった。

冷走試験時におけるタービンの内部効率(タービン効率/タービン機械効率)の推定値を図5.16に示した。本試験では熱電対によりタービン入口、出口の温度を測定したが、タービンの内部効率を算出する際に必要とするタービン出口の全温は以下の手順により求めた。非回転時($N=0$)におけるタービン入口、出口の全温は等しいものと仮定して、熱電対のタービン出口ガス速度の温度回復係数を求めた。タービン回転時にもこの温度回復係数は等しいものと仮定して、タービン出口全温を求めた。設計速度比における内部効率は36.5%と設計値35.6%にかなり近い値となった。上記の方法によって大略タービンの内部効率が推定可能と思われる。

冷走時のタービン内部の圧力の測定値を設計値と比較して図5.17に示した。全て設計速度比における圧力分布である。図中の点線は設計圧力分布である。オリフィス径100mm ϕ を用いたときの実験値で特徴的なことは第1動翼で若干の圧力差が生じていることである。これは設計においてノズルの流量係数を小さく見積ったため、実際的气体流量が設計流量を上回ったことによるものである。昭和53年度の液酸・液水エンジンのシステム研究に

より、液酸タービンの圧力比は $P_{tot}/P_4 = 2.27$ から $P_{tot}/P_4 = 1.87$ に変更された。この変更は本供試タービン形状をほとんど変更せず実現可能である。図5.17にオリフィス径75.7mm ϕ ($P_{tot}/P_4 = 1.85$)のタービン内圧力分布を示した。第1動翼での圧力降下はかなり少なくなっている。

ガス窒素による冷走によって、供試タービンの性能ならびに構造を確認して、ガス発生器駆動による熱走試験を行った。図5.12、図5.13に冷走と比較して、それぞれ回転数 N とトルク T_q ならびに回転数 N と圧力比 P_{tot}/P_4 の関係を示した。図5.12、図5.13において熱走での直線の傾きが冷走に比べて小さいのは回転数が同じでも速度比が異なるためである。同じく図5.15に冷走と比較して熱走の性能を示した。冷走の効率よりもわずかに低い値となっている。ガス窒素ならびに熱走のタービンレイノルズ数($Re_t = Wt_1 \cdot C/\nu$)はそれぞれ 4.9×10^5 ならびに 8.5×10^4 である。熱走のレイノルズ数が冷走に比べて小さいのはタービン駆動の水素過濃ガスの比重量が小さいためである。したがって冷走に比べて熱走の摩擦損失が大きくなっているものと考えられる。ただし冷走試験では比較的密度の大きなガス窒素の流量測定を行えばよいのに対して、熱走ではガス発生器に流入する密度の極めて小さいガス水素と極低温の液体酸素の流量を測定する必要がある。したがって熱走におけるタービン駆動が

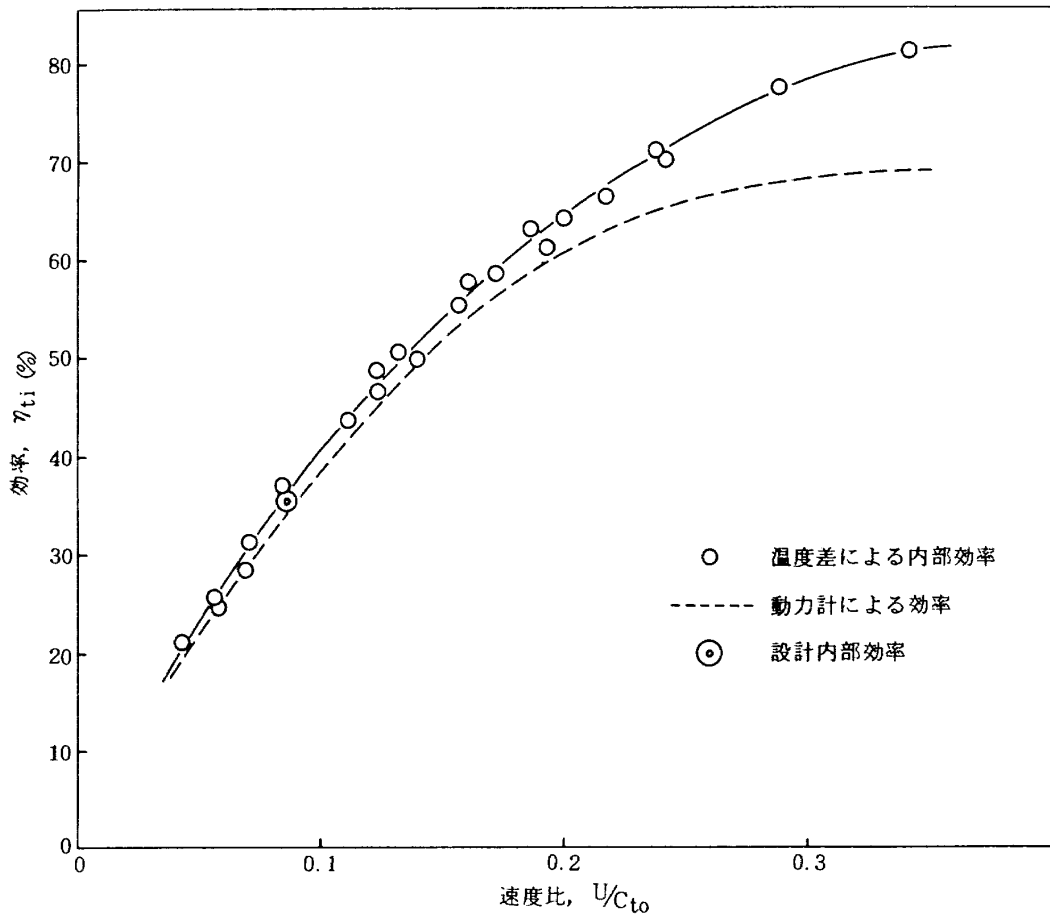


図 5.16 タービン内部効率

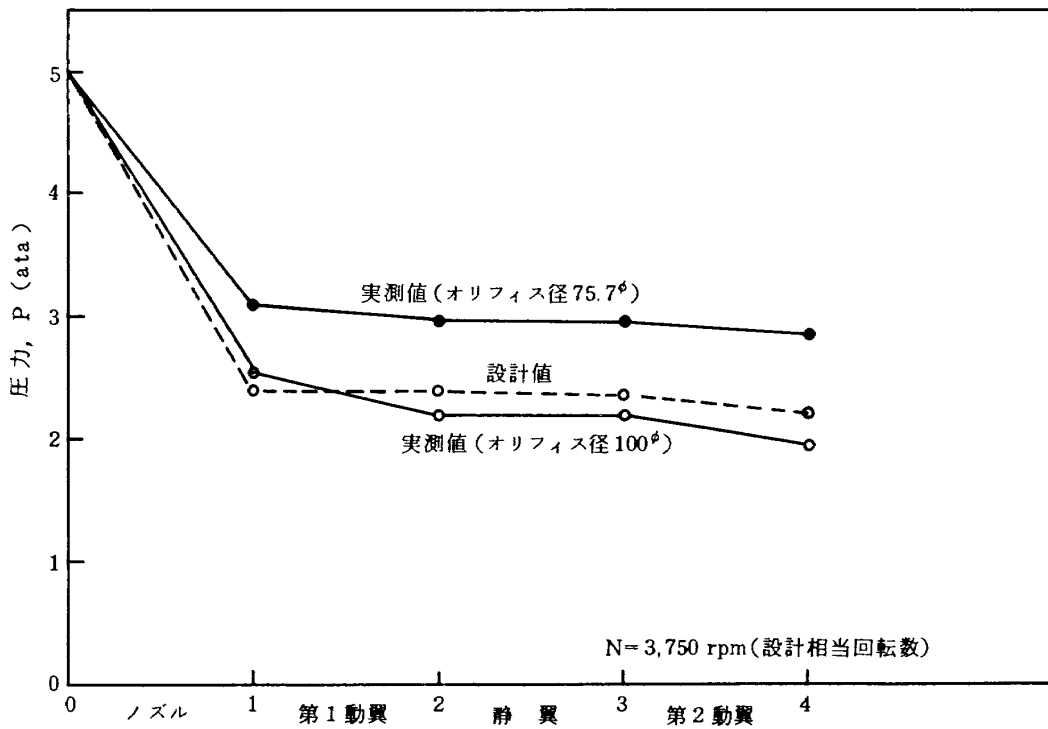
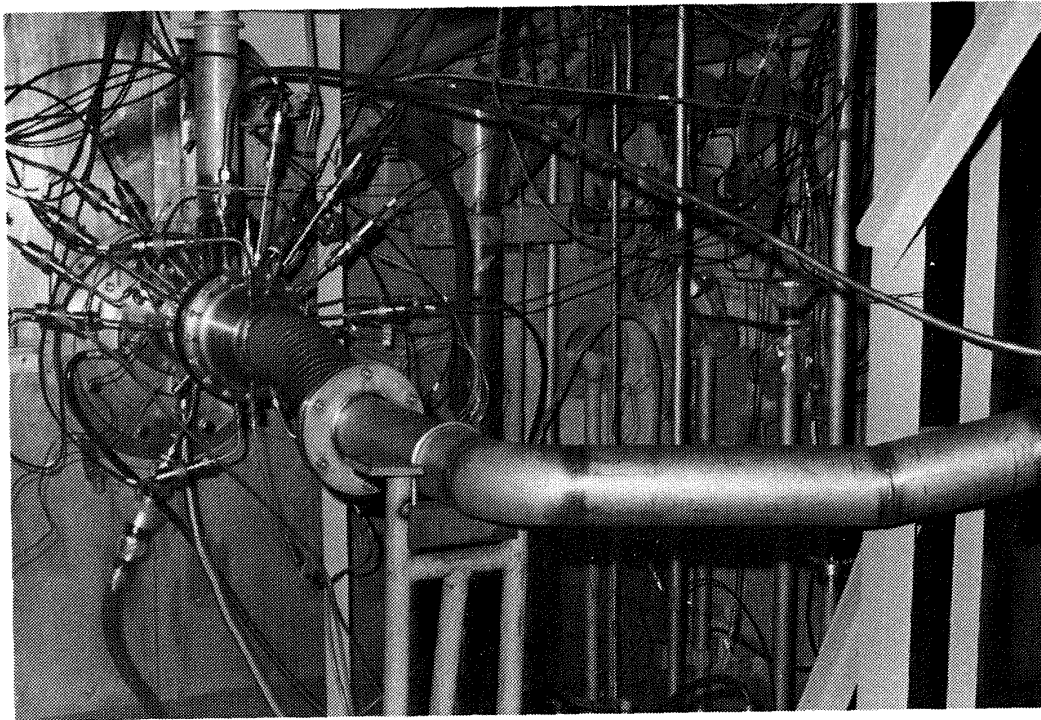


図 5.17 タービン内圧力



駆動ガス
排気ダクト

図 5.18 タービン単体熱走試験

スの流量測定にはより大きな誤差が含まれているため上記程度の効率差の絶対値は議論できない。むしろ冷走と熱走の効率は良く一致しているものと考えられる。

5.3 ターボポンプ

液酸ポンプとタービンを組合せた液酸ターボポンプの試験は以下の3段階に分けて行った。

- (1) タービンガス窒素駆動・ポンプ液体窒素試験（ターボポンプ冷走試験Ⅰ）
- (2) タービンガス水素駆動・ポンプ液体酸素試験（ターボポンプ冷走試験Ⅱ）
- (3) タービンガス発生器駆動・ポンプ液体酸素試験（ターボポンプ熱走試験）

(1)は主に液酸ターボポンプのポンプとタービン間の流力的マッチング、急速起動・停止時の問題（ポンプの吸込性、軸振れの有無、軸受・シールなど）を調べたほか、前述の単体試験で用いた増速歯車単体の伝達効率を求めた。(2)は(3)の試験直前にを行い、(3)の試験に移行可能かを判断した。(3)は液酸・液水エンジンでの使用条件により近い状態で、液酸ターボポンプの性能・構造の両面を調べるために行った。

試験におけるターボポンプの回転数は図 5.19に示したようなポンプ単体ならびにタービン単体の軸回転数とトルクを参考に決定した。点線の交点が冷走（ガス窒素駆動）、実線の交点が熱走の回転数の予想値となる。

図 5.20に設計回転数・ポンプ設計流量でのターボポン

プ冷走（ガス窒素駆動）のアナログデータを示した。1秒以内の急速起動状態を示している。この試験はポンプ出口流量制御弁の開度を起動前より常に一定にして行ったものである。図 2.16に示したように本ターボポンプの危険回転数は $N=11,000 \sim 12,000$ rpm 付近にあるものと考えられるが、図 5.20の軸変位にはこの影響は全く現われていない。ポンプ入口圧力が起動後 0.5~0.6 秒で最小値となるのは、ポンプ入口管内の液体窒素の慣性圧力損失によるものである。同じくポンプ流量が設計値の80%の場合の急速起動のアナログデータを図 5.21に示した。ポンプ流量がかなり絞られた試験であり、インデューサ入口部に逆流が発生しているものと思われるが、ポンプ入口圧力に過度の不安定性は認められない。図 5.22に同じく冷走（ガス窒素駆動）で必要吸込水頭が定常運転時に設計値の 7.5 m よりも少なくなる場合の初期回転数が 4,250 rpm のアイドリングからの急速起動のアナログデータを示した。ポンプ単体試験ですでにポンプの吸込性能は設計を上回ることが明らかとなっているが、比較的 low NPSH の急速起動においても安定した運転が可能であることが確認された。

ターボポンプ冷走試験でのポンプ圧力係数を図 5.3に、ポンプ単体試験の結果と比較して示した。単体試験の圧力係数に比べておよそ 4% の圧力低下が認められる。これは次の理由による。ポンプ単体では図 5.3 の流量比 $Q/Q_d=1$ において、圧力係数が $\psi_p = 0.5$ となり設計

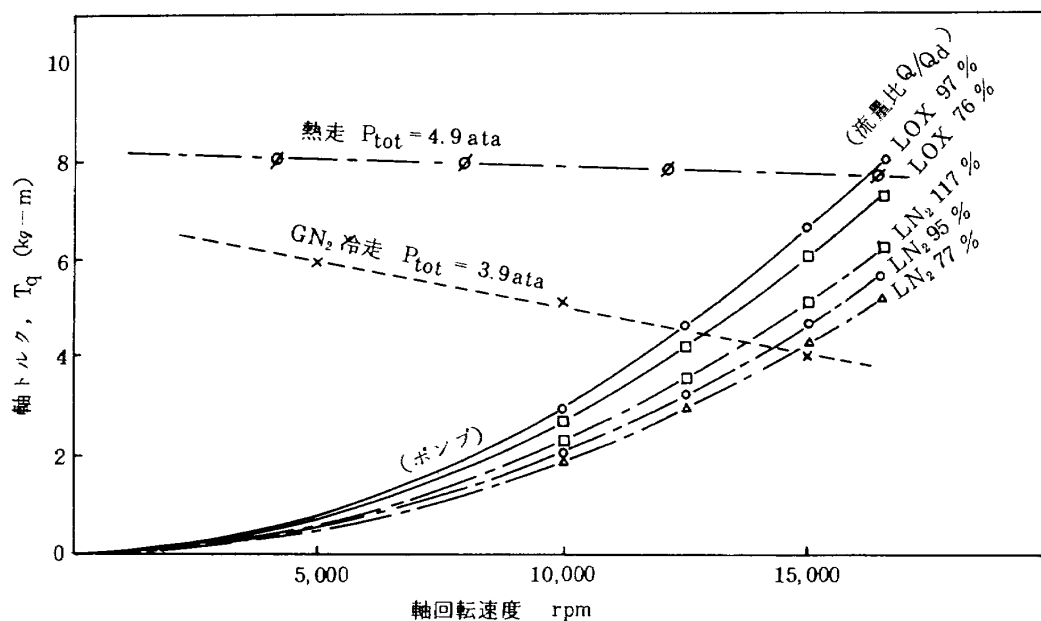


図 5.19 ポンプ・タービン軸トルクと回転数の関係

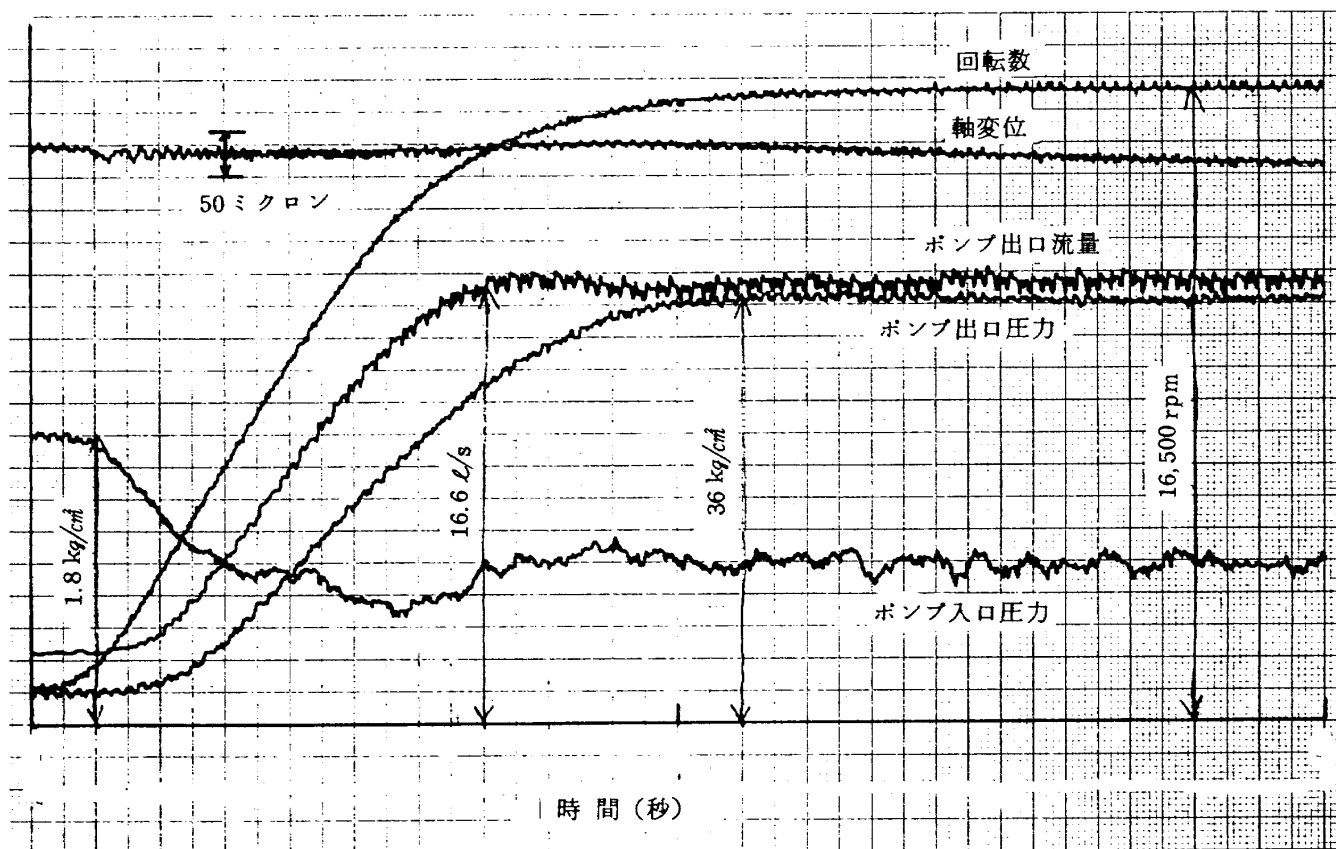


図 5.20 ターボポンプ冷走試験 ($Q/Q_d = 1.0$)

値 $\varphi_p=0.48$ を上回り、吐出圧力に余裕があった。このためリダンダンシイ機能を持たせる意味で実液潤滑用フィルターを1個追加し2個とした。さらにより安全を期してウェアリングリングシールすきまを若干大きくした。これらの結果ポンプ内部漏れ量が増加し、ポンプ圧力係数が低下した。なおこのポンプ修正後の圧力係数はほぼ設計値に等しくなっている。

図 5.23にガス発生器駆動・ターボポンプ熱走のアナログデータを示した。表 5-2にこの試験の主たる計測値

| 要 目 | 設 計 値 | 熱走データ |
|------------------|--------|--------|
| 回 転 数 (rpm) | 16,500 | 16,600 |
| 軸 動 力 (PS) | 174 | 181 |
| ポンプ LOX 流量 (L/s) | 17.48 | 17.38 |
| 入 口 圧 力 (ata) | 1.91 | 2.85 |
| 出 口 圧 力 (ata) | 52.5 | 53.7 |
| タービン入口圧力 (ata) | 5.0 | 4.86 |
| 出 口 圧 力 (ata) | 2.2 | 2.7 |
| 入 口 ガ ス 温 度 (°K) | 737 | 638 |
| ガ ス 量 (kg/s) | 0.332 | 0.339 |

表 5.2 ターボポンプ熱走試験データ

を設計値と比較して示した。前述のように実際の液酸・液水エンジンでは混合比(O/F)が0.9~1.0の液酸・液水燃焼ガスがタービン駆動に使われる。本試験では液酸・ガス水素の燃焼ガスを用いているため、表 5-1のように出力はほぼ同じであるが、タービン入口温度、タービン圧力比は設計値より低い値となっている。試験時間65秒はガス発生器の燃料供給用の水素カードルの容量に制限されたものである。実際のエンジンの動作時間は370秒である。ターボポンプ熱走でのポンプ圧力係数をターボポンプ冷走と比較して図 5.3に示した。両者は良く一致している。

ターボポンプの熱走時の実液潤滑玉軸受外輪温度、ヘリウムパージ用セグメントシールのハウジング温度、ポンプ・タービンケーシング温度などを図 5.24に示した。軸受外輪温度は起動から停止まで安定している。セグメントシールハウジング温度はタービンへの駆動用高温ガスの流入とともに上昇し、最高100℃に達している。なお実際のエンジンではさらに長時間の運転がなされるので、特にこのシール部については別途より詳しい試験が行われることになっている。

図 5.25, 図 5.26にターボポンプ熱走時の試験部ならび

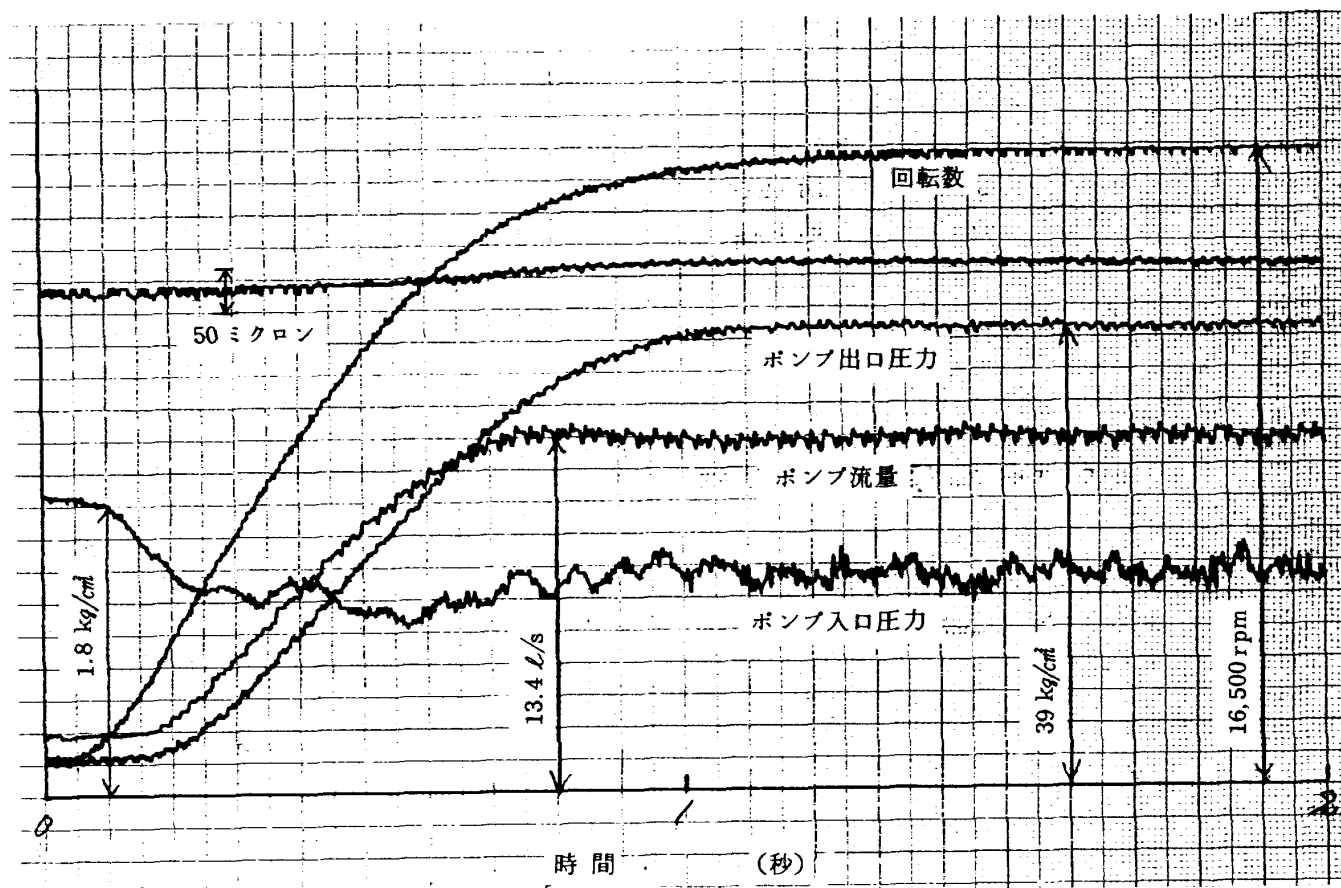


図 5.21 ターボポンプ冷走試験 ($Q/Q_d=0.8$)

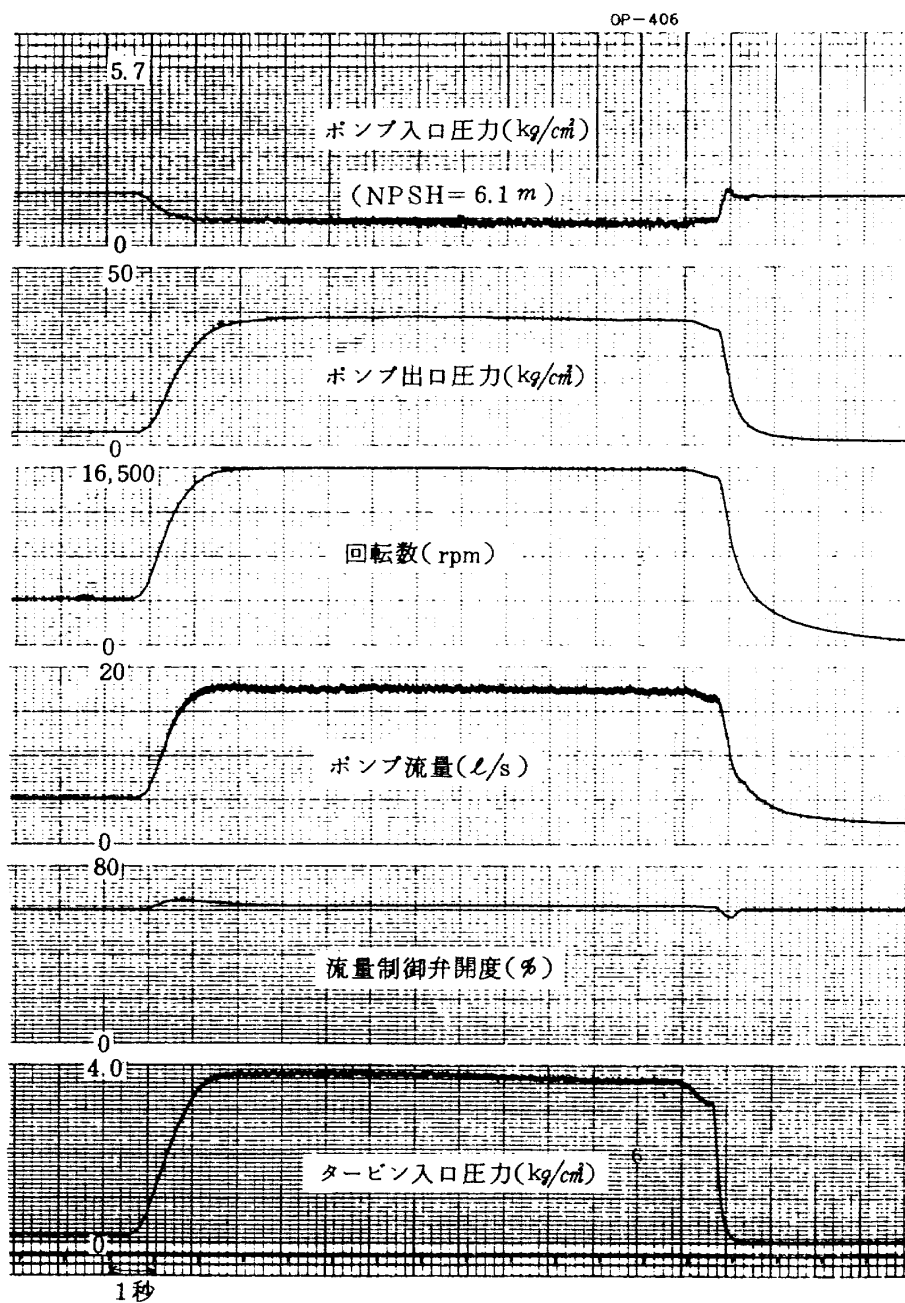


図 5.22 低 NPSH での急速起動

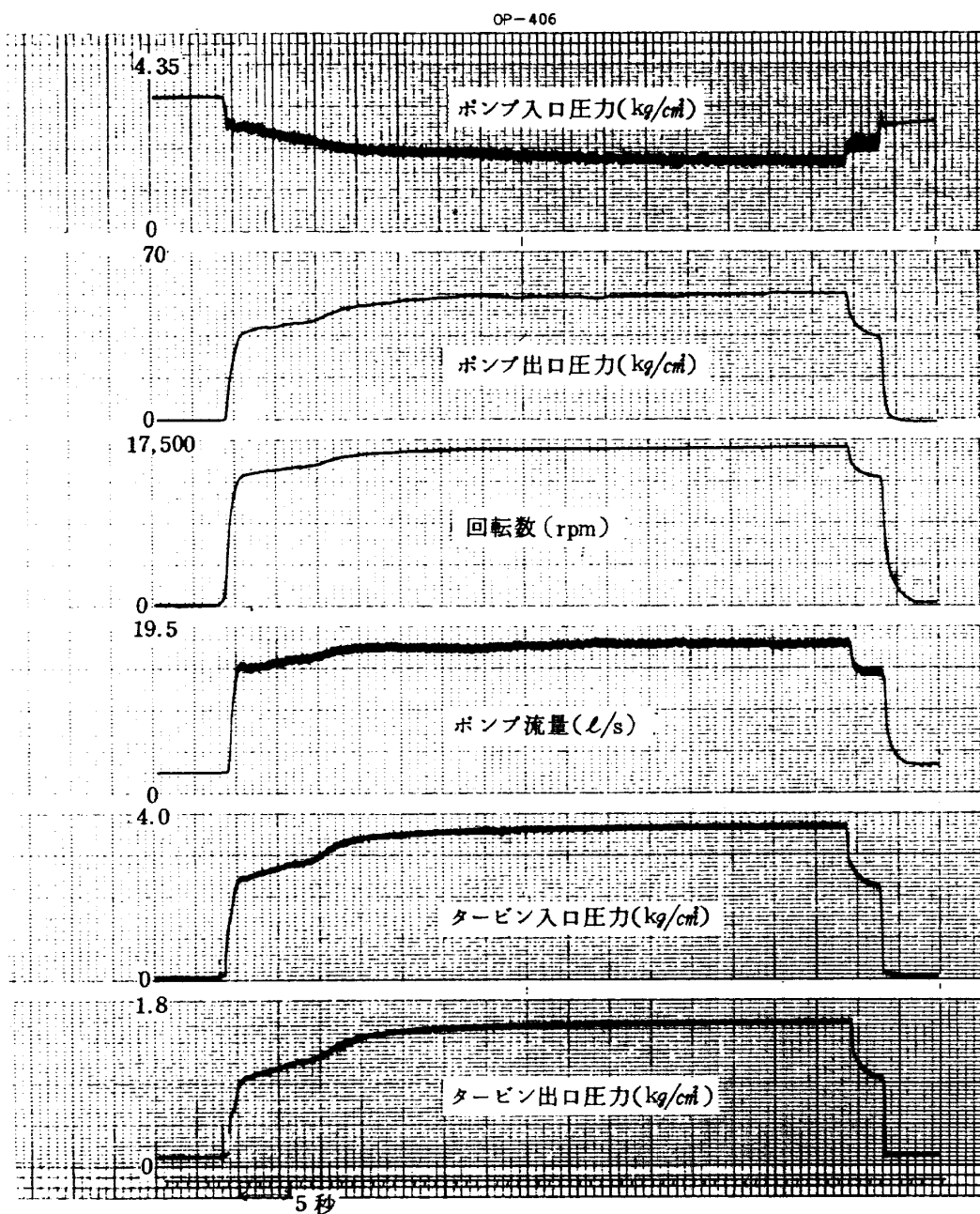


図 5.23 ターボポンプ熱走実液試験

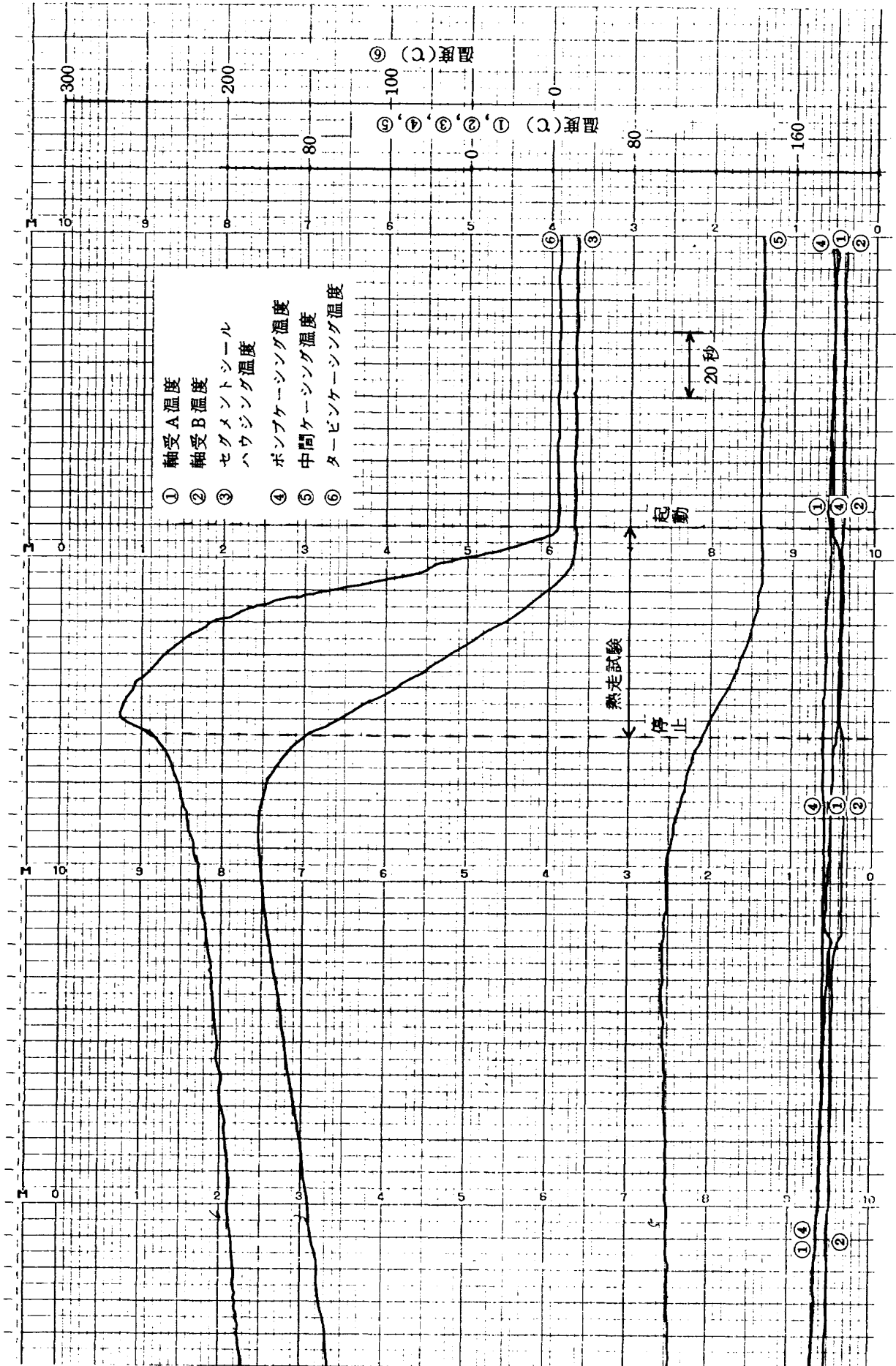


図 5.24 ターボポンプ熱走試験時の温度

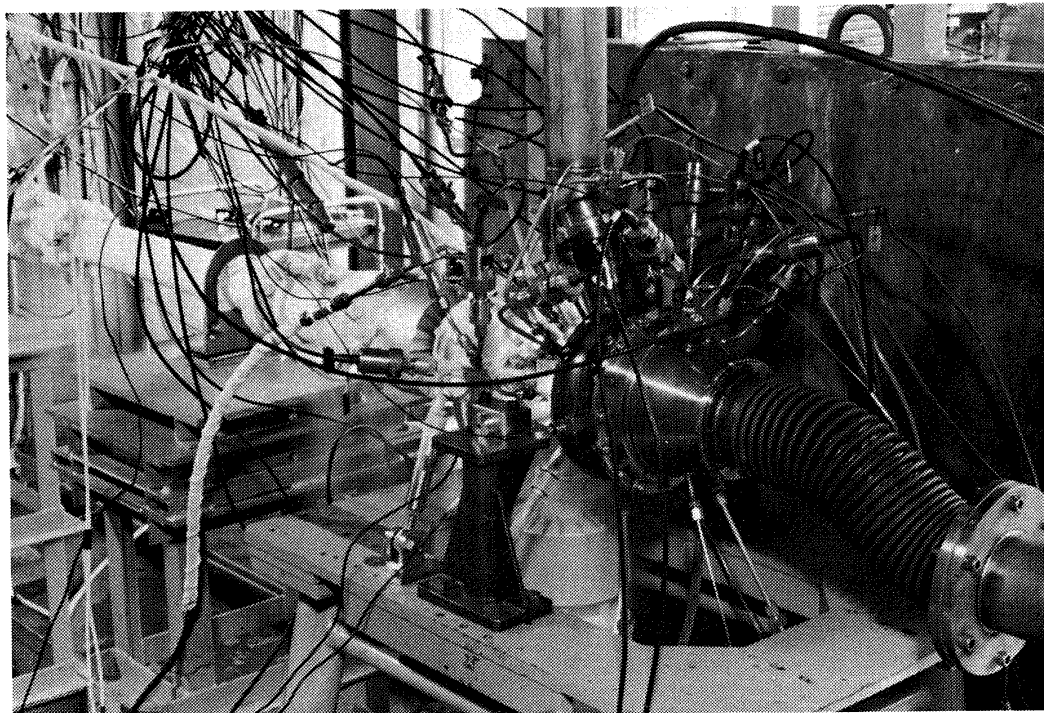


図 5.25 ターボポンプ熱走試験

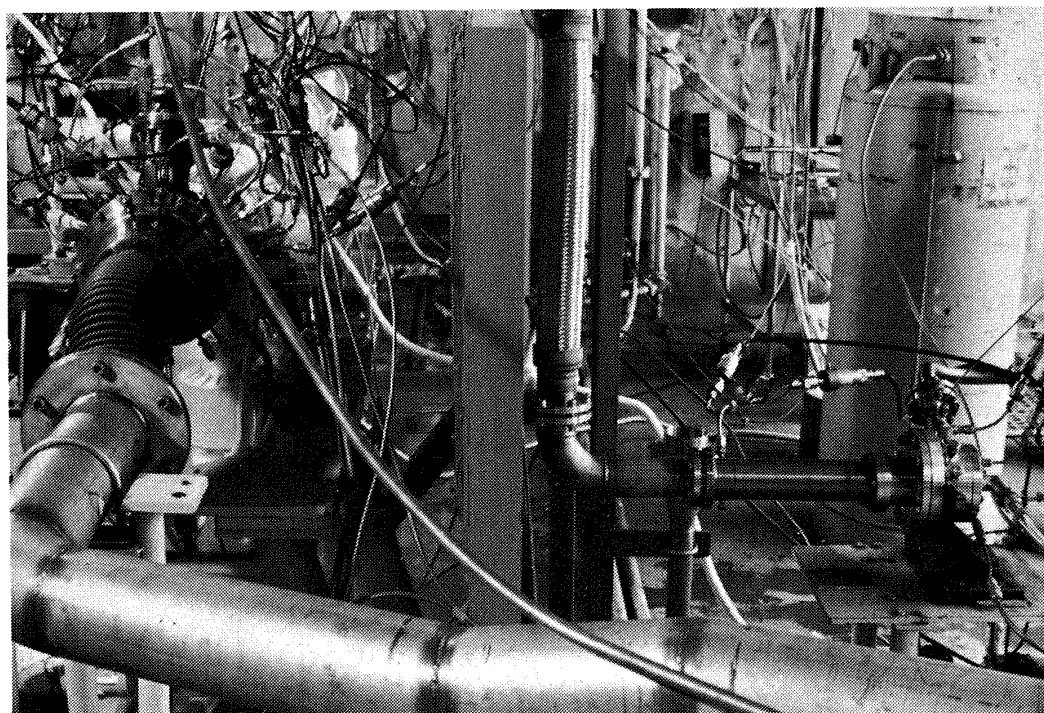


図 5.26 熱走試験時の液酸ターボポンプと駆動用ガス発生器

にターボポンプ駆動用ガス発生器を示した。

5.4 要素

ポンプ単体，タービン単体，ターボポンプ冷走，ターボポンプ熱走試験を通じて長時間におよぶ定常運転と数多くの急速起動・停止を行った。ターボポンプ要素についてはこの間ガスシールなどで問題を経験したが，設計変更ならびに改良などによって，最終的には全構成要素について当初の目的を達した。

以下ターボポンプ熱走後の各要素の状況を示す。図 5.27 はインデューサと主羽根車であり，使用前と全く変わりはない。図 5.28 は 2 つ割りウェアリングリングシールである。主羽根車とのわずかな接触痕が認められるものの潤滑性が良いためめらかな接触となっている。図 5.29 はポリウレタンケーシングならびに装着されている他のウェアリングリングシールとインデューサライナを示している。インデューサライナ内面とインデューサチップの間の接触痕は全く認められない。図 5.30，図 5.31 に実液潤滑玉軸受，図 5.32 にメカニカルシールのメイティングリングと静止シールリングの外観を示した。異常な摩耗は生じていない。このメカニカルシールの表面アラサを図 5.33 に示した。静止リングのカーボンの表面は正常であることがわかる。一方メイティングリングの表面アラサは静止リングのカーボン面と接触する内側端面付近でおよそ 0.6 ミクロン程度の摩耗が生じている。全ての試験において本メカニカルシールにはこの傾向が認められた。摩耗量が少ないことと，静止リングのカーボンが破損した場合にメイティングリングと静止リングのリテーナ間の金属・金属接触を防ぐためにこの形式のメカニカルシールを採用している。図 5.34，図 5.35 にヘリウムパージ用セグメントシールとタービンガスシールの

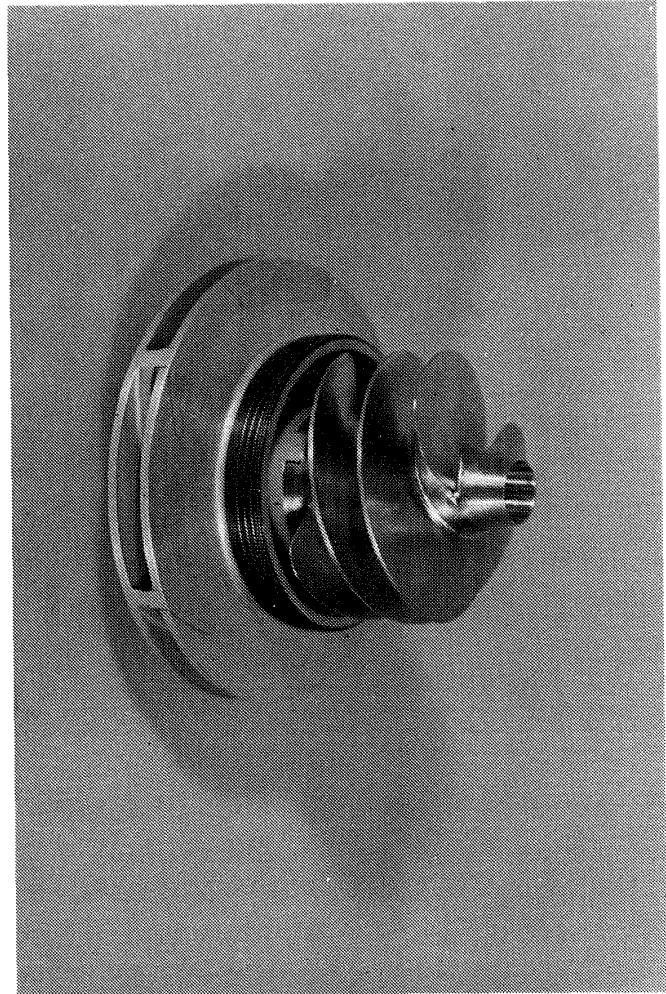


図 5.27 インデューサと主羽根車

主にシールリング（カーボン製）を示した。図 5.36 はこれらのセグメントシールに対応する軸側の硬質クロムメッキのランナーである。これらのシール面には異常な摩耗は認められない。

図 5.37，図 5.38，図 5.39，図 5.40 にタービノズル，第 1 動翼，静翼，第 2 動翼を示した。第 1，第 2 動翼などほとんど変色も認められず良好な状態にあった。

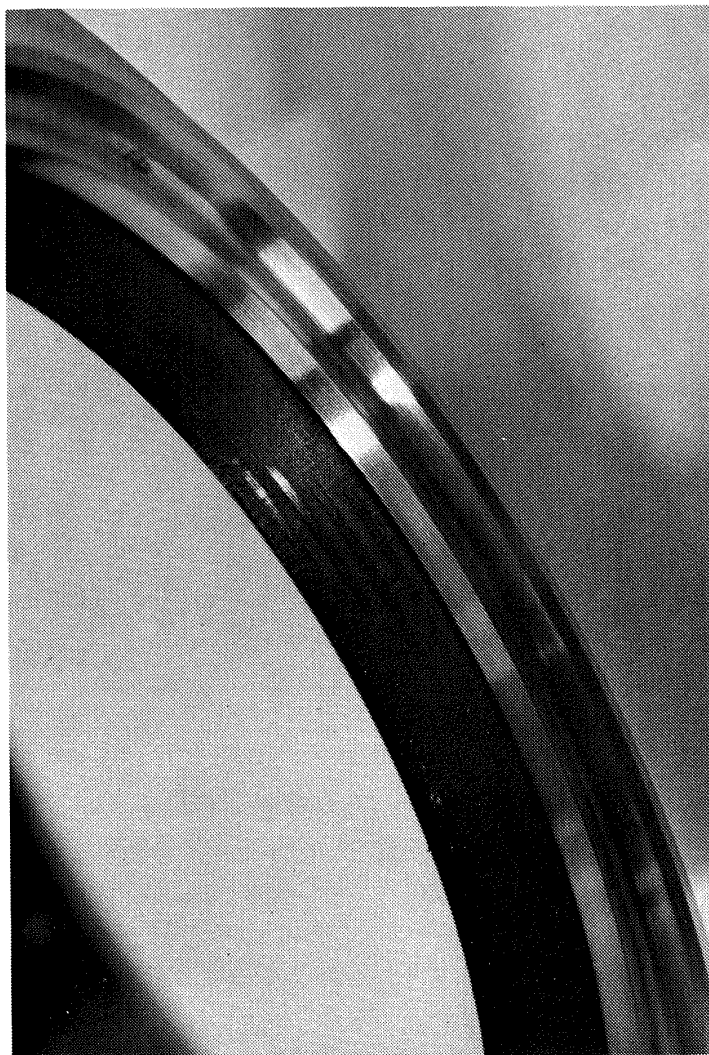


図 5.28 ウェアリングリングシールの接触痕

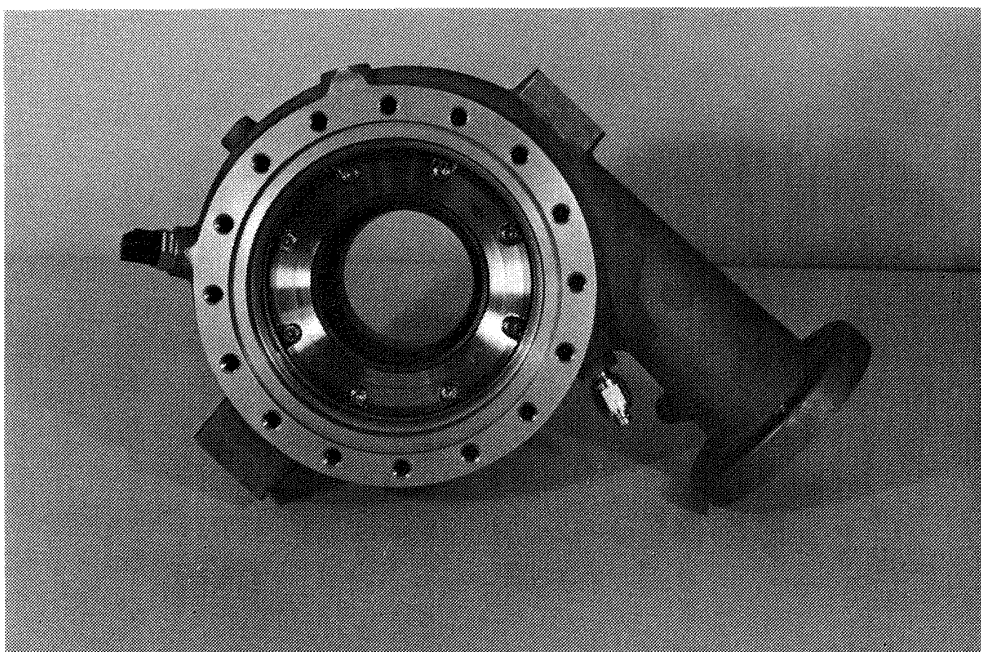


図 5.29 ポリユートケーシング

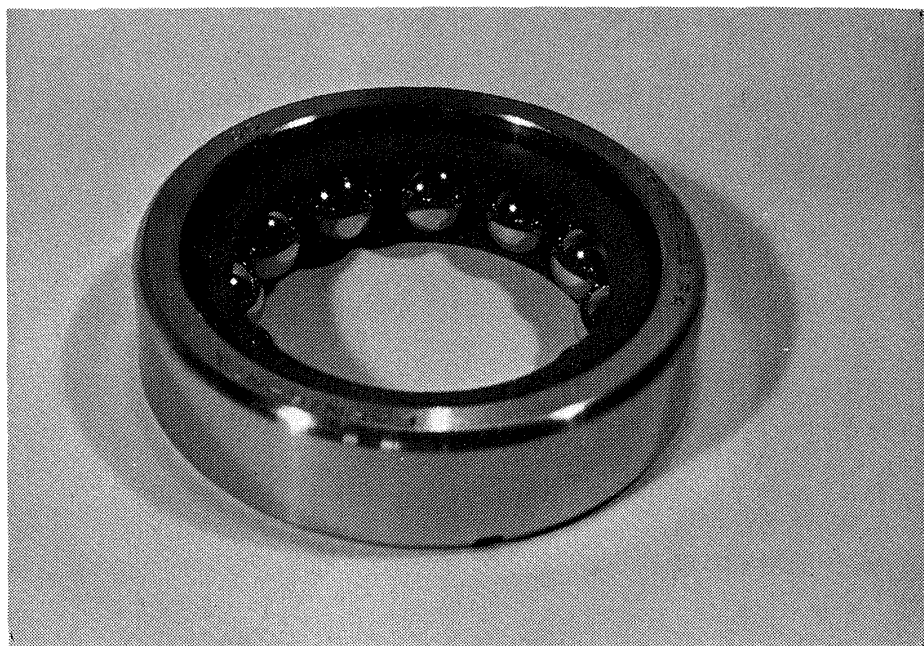


図 5.30 実液潤滑アンギュラ玉軸受

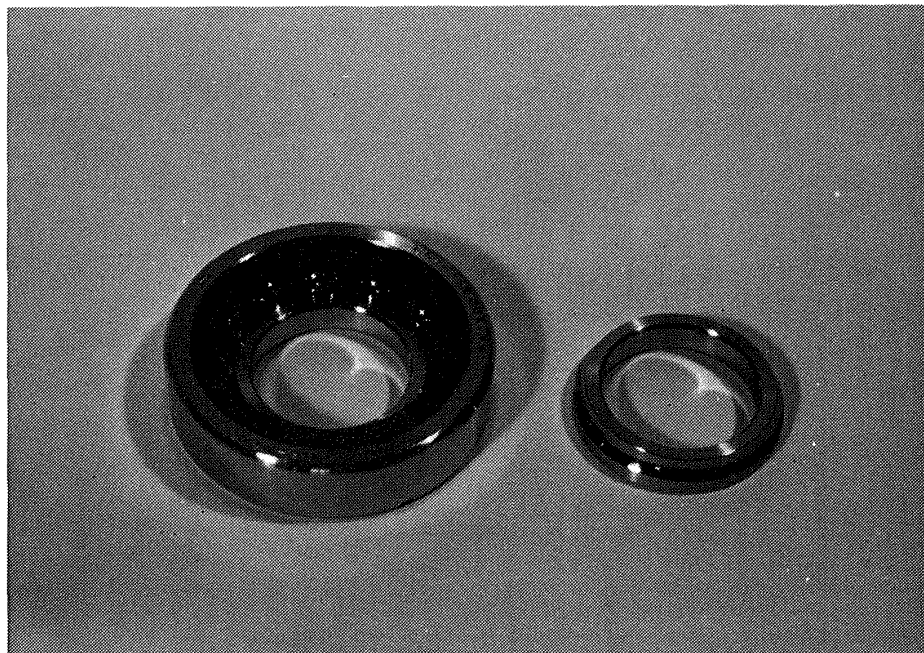
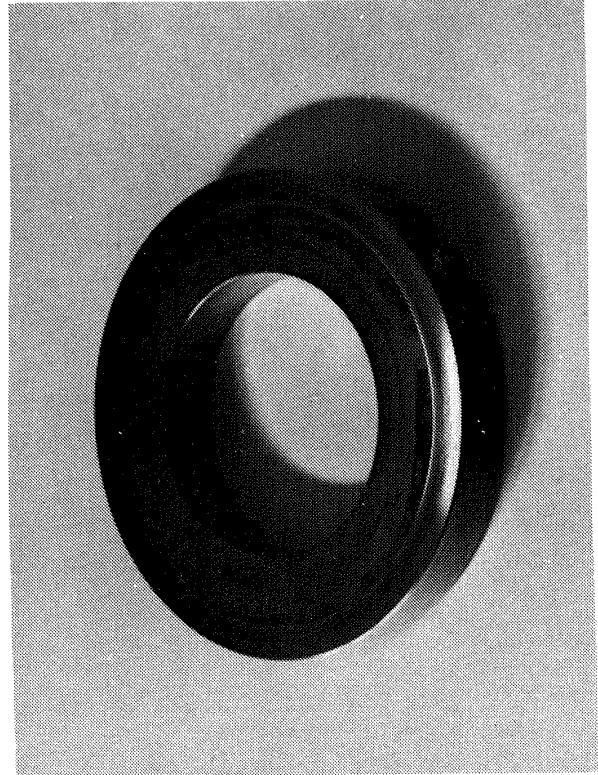
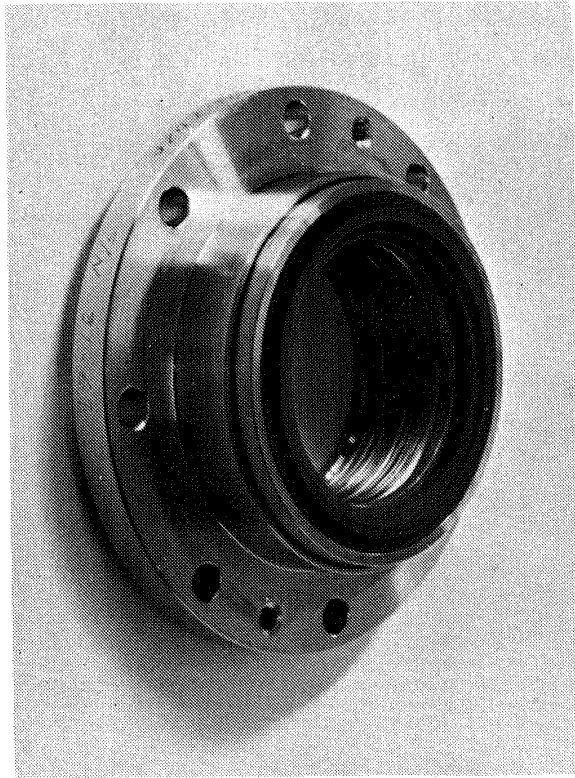


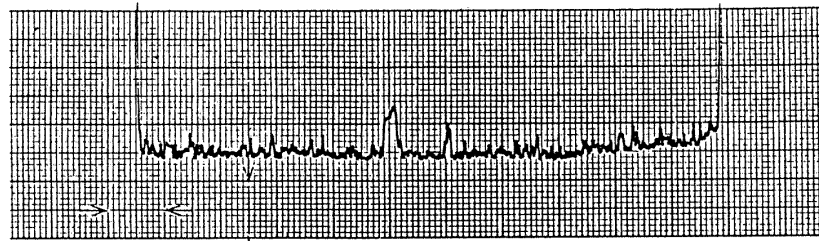
図 5.31 実液潤滑内輪二つ割りアンギュラ玉軸受



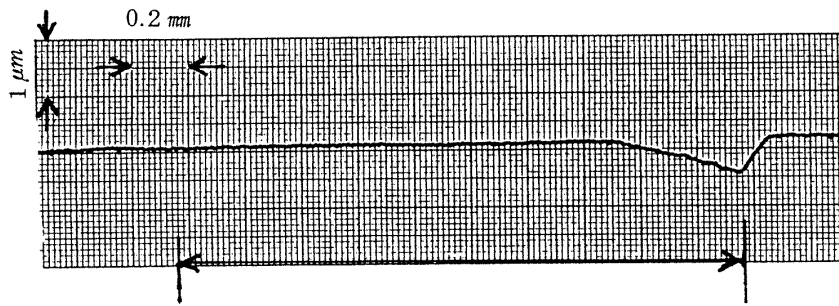
静止シールリング

メイティングリング

図 5.32 メカニカルシール



静止シールリングカーボン面



メイティングリング

図 5.33 メカニカルシール面表面アラサ

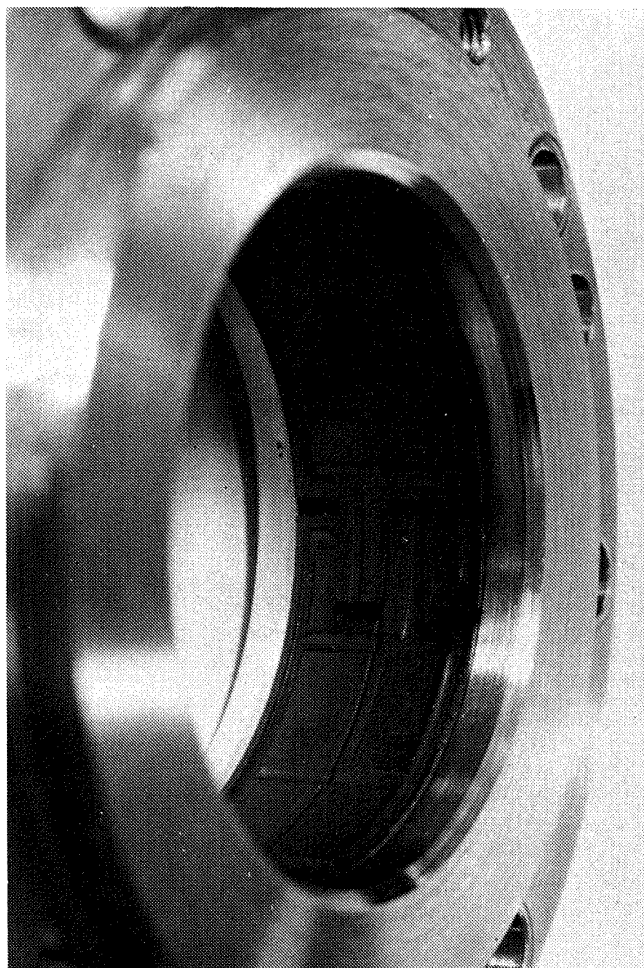


図 5.34 ヘリウムパージシールのシール面

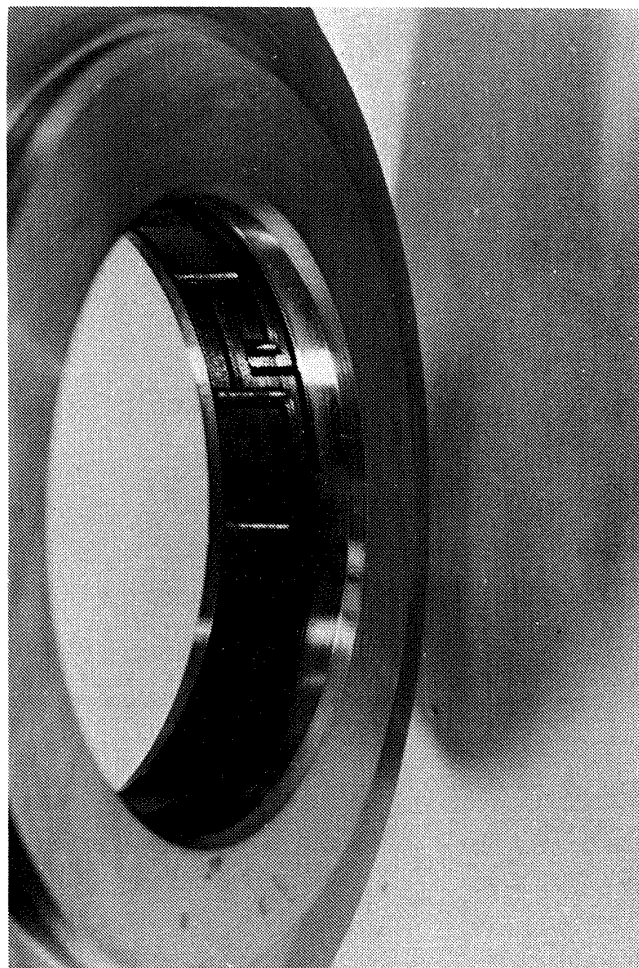


図 5.35 タービンガスシールのシール面

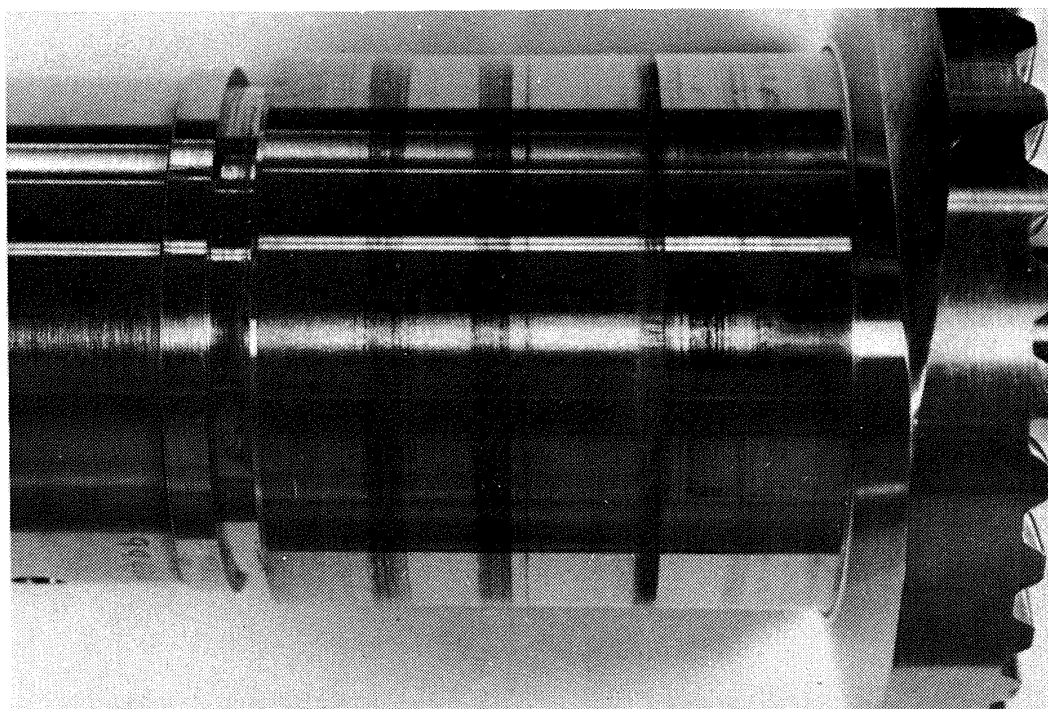


図 5.36 ガスシール用ランナ

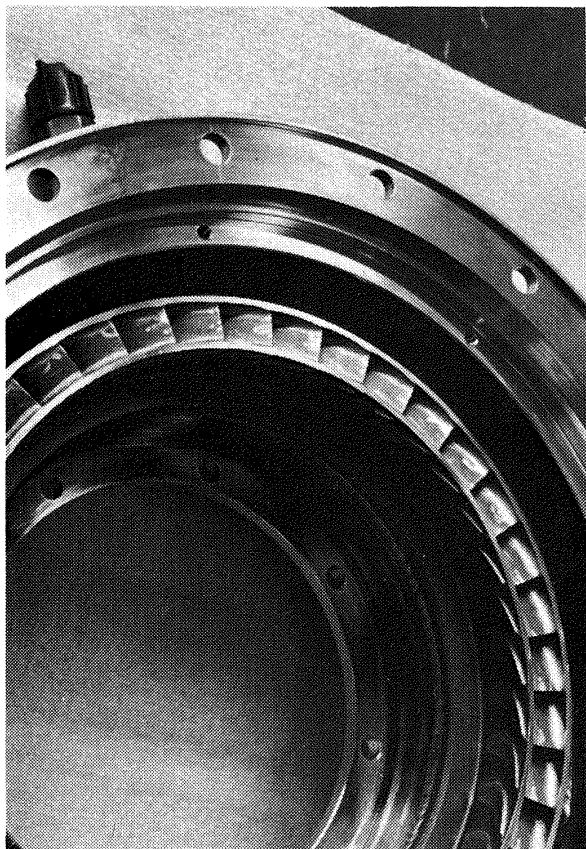


図 5.37 タービンノズル

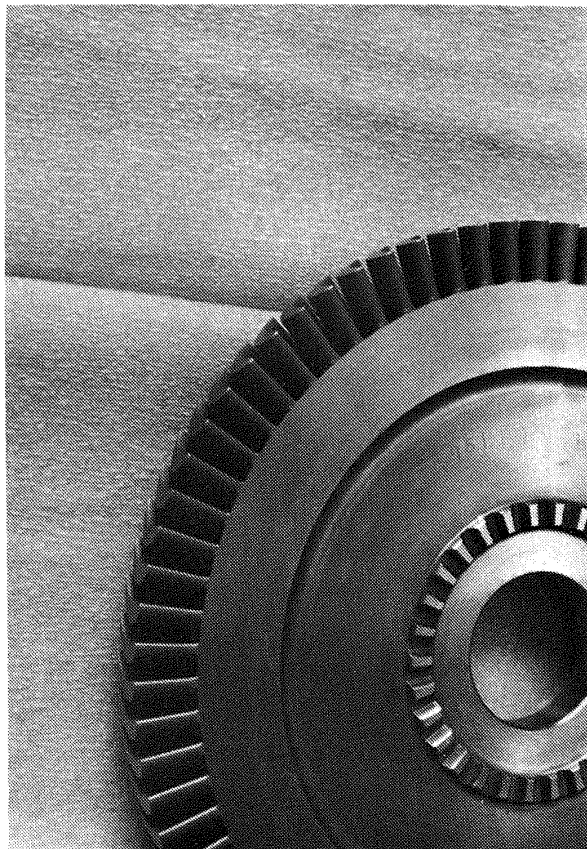


図 5.39 タービン第1動翼

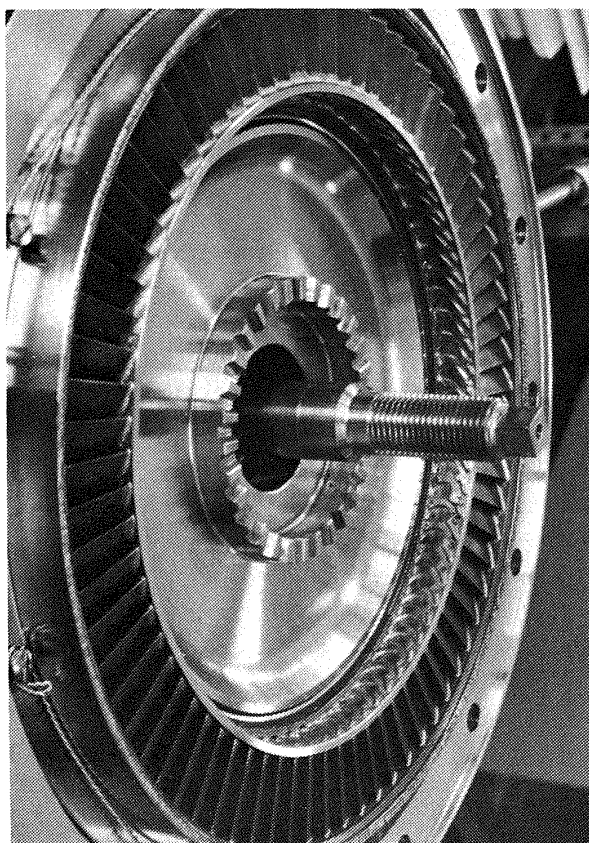


図 5.38 タービン静翼

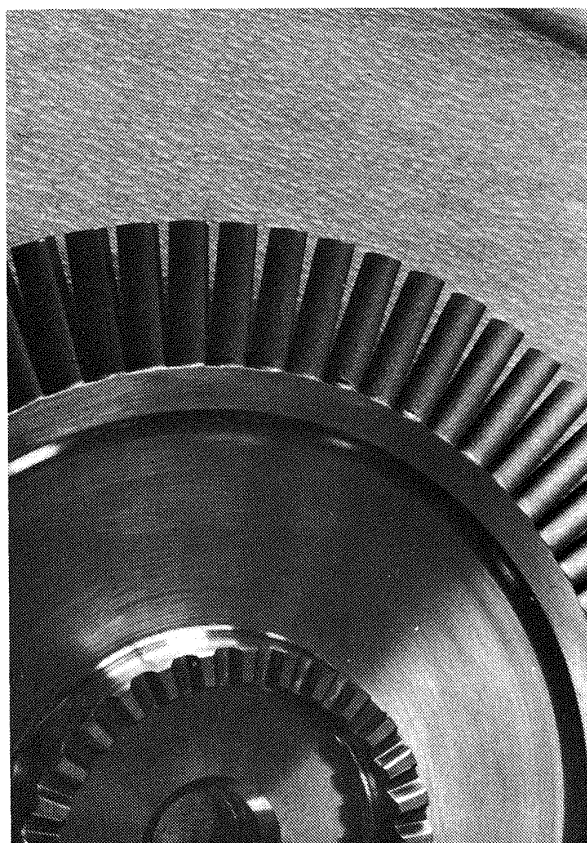


図 5.40 タービン第2動翼

6. む す び

昭和52年度に試作した推力10トン級液酸・液水ロケットエンジン用第一次試作液酸ターボポンプについて、昭和53年度に各種試験を行った。ほぼ設計通りの性能を得ることができた。構造面ではガスシールなどで問題を経験したが、設計変更ならびに改修によって最終的には初期の目的を達成することができた。

本液酸ターボポンプに関しては本報告で記述した以外に急速起動時の過渡特性、ポンプ吸込性能、シールなどに関するより詳しい試験や実験が行われている。これらについては別途報告する予定である。

第一次試作液酸ターボポンプは主に航技研で経験していた技術資料を基に設計したものである。またターボポンプ重量などを若干犠牲にして、確実に作動することを優先させた面が強い設計となっている。本報告で述べた第一次試作液酸ターボポンプに関して得られた技術資料を基に、エンジンへの機装・重量の軽減などをより追求した第2次試作を昭和53年度に行った。

本開発研究を行うにあたり、多くの方々の協力を得た。共同研究を行っている宇宙開発事業団・エンジン開発グループ、ロケット設計グループならびに角田ロケット開発室の共同研究担当者の方々からは本研究の全ての面について助力を得た。また供試体を製作された石川島播磨重工業㈱をはじめ、シール部の製作を担当されたイーグル工業㈱、軸受の製作を担当された東洋ベアリング㈱、試験設備主要部の製作工事を担当された三菱重工業㈱、計測に関して助力を得たタケダ理研工業㈱の関係の方々に深甚の謝意を表します。

航技研の大塚貞吉角田支所長には本研究の計画および遂行の全般にわたる指導および激励をいただいたことを付言する。

主 な 記 号

| | |
|-------------|---|
| A | : 面積 (cm^2) |
| C | : タービン駆動ガス絶対速度 (m/s) |
| Cto | : タービンノズル出口理論ガス速度 (m/s) ($=\sqrt{2gJ\Delta Ht}$) |
| Cp | : 定圧比熱 ($Kcal/kg\cdot K$) |
| D | : 直径 (mm) |
| G | : タービン駆動ガス量 (kg/s) |
| H | : ポンプ揚程 (m) |
| ΔH | : ポンプ揚程上昇 (m) |
| ΔHt | : タービン理論熱落差 ($Kcal/kg$) |

$$\left(= C_p T_{tot} \left[1 - \left(\frac{P_{t4}}{P_{tot}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right)$$

| | |
|----------------|---|
| J | : 熱の仕事当量 ($= 426.8 kg\cdot m/Kcal$) |
| K_n | : タービンノズル速度係数 |
| K_w | : ウェアリングリングシール流量係数 |
| K_c | : キャビテーション係数 ($= \frac{P_1 - P_v}{W_1^2/2g}$) |
| L | : 軸動力 (PS または $kg\cdot m/s$) |
| M | : マッハ数 |
| N | : 回転数 (rpm) |
| NPSH | : 吸込水頭 (m) |
| P | : 圧力 (kg/cm^2) |
| P_v | : 蒸気圧 (kg/cm^2) |
| ΔP | : 圧力上昇 (kg/cm^2) |
| Q | : 流量 (l/s) |
| Rep | : ポンプレイノルズ数 ($= \frac{U_4 D_4}{\nu}$) |
| Ret | : タービンレイノルズ数 ($= \frac{W_{t1c}}{\nu}$) |
| Su | : 吸込比速度 ($rpm, m^2/min., m$) または ($rpm, gal/min., ft$) ($= \frac{N\sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}}$) |
| T | : 温度 ($^{\circ}K$) |
| T_q | : トルク ($kg-m$) |
| U | : 周速 (m/s) |
| V | : 絶対速度 (m/s) |
| V_m | : メリディアン方向速度 (m/s) |
| V_u | : 周方向速度 (m/s) |
| W | : 相対速度 (m/s) |
| Z | : 羽根枚数 |
| b | : 主羽根車流路幅 (mm) |
| c | : コード長さ (mm) |
| h | : すきま (mm) |
| s | : ソリディティ |
| α | : 静翼角度 (度) |
| β | : 動翼角度 (度) |
| β_{impo} | : 主羽根車出口角度 (度) |
| γ | : 比重量 (kg/cm^3) |
| ϕ | : 流量係数 ($= V_m/U_t$) |
| ψ | : 圧力係数 ($= \Delta H/(U_t^2/g)$) |
| η_p | : ポンプ効率 ($= \gamma Q \Delta H_p / L_p$) |
| η_t | : タービン効率 ($= L_t / G \Delta Ht$) |
| η_{ti} | : タービン内部効率 ($= (T_{tot} - T_{t4}) / (T_{tot} - T(t4))$) |
| η_{tm} | : タービン機械効率 ($\eta_{tm} = \eta_t / \eta_{ti}$) |
| η_{pm} | : ポンプ機械効率 |

η_0 : 歯車伝達効率
 κ : 比熱比
 ν : 動粘性係数 (m^2/s)

添之字

b : バランスピストン室
 i : インデューサ
 ind : インデューサ
 imp : 主羽根車
 p : ポンプ
 t : 翼チップまたはタービン
 w : ウェアリングリングシール
 1 : インデューサ入口 (ポンプ入口)
 2 : インデューサ出口
 3 : 主羽根車入口
 4 : 主羽根車出口
 5 : 渦形室入口
 6 : ポンプ出口
 t1 : 第1動翼入口
 t2 : 静翼入口
 t3 : 第2動翼入口
 t4 : タービン出口
 tot : タービン入口全温または全圧
 t4t : タービン出口全温または全圧
 (t4) : 断熱等エントロピ変化のタービン出口温度の理論値
 * : 電気動力計で得た値

参考文献

- 1) 上條ほか7名, ロケット用小型高速高揚程液体酸素ポンプの実験的研究, 航技研 TR-415, 1975
- 2) 上條, 鈴木, 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 TR-345, 1973
- 3) Stripling L. B. & Acosta A. J., Cavitation in Turbo-Pumps—Part 1, Trans. ASME, Ser.D, 1962
- 4) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd Edition, John Wiley & Sons Inc., 1967
- 5) 寺田進, 渦巻ポンプの設計と製図, PP 127, 理工図書 昭42年6月
- 6) Beer, R, Aerodynamic Design and Estimated Performance of A Two-Stage Curtis Turbine for the Liquid Oxygen Turbopump of the M-1 Engine, NASA CR 54764, 1965
- 7) 橋本ほか4名, ロケット用高速タービンの熱走試験, 第21回宇宙科学技術連合講演会, 1977
- 8) Roelke, R. J. ほか2名, Cold Air Performance Evaluation of Scale Model Oxidizer Pump—Drive Turbine for the M-1 Hydrogen—Oxygen Rocket Engine, NASA TN D-3368, 1966
- 9) 志村ほか4名, ロケット用液酸ポンプの研究, 昭和50年度推進系シンポジウム論文集
- 10) 航技研資料発表予定

付録 増速歯車の伝達効率

直流電気動力計を使用したポンプならびにタービン単体試験では伝達効率が未定の増速（減速）歯車を介して供試体は運転された。したがってこの歯車の伝達効率分だけポンプならびにタービン効率を低く示したことになる。

ポンプならびにタービンの増速歯車を介して電気動力計で得た単体性能とターボポンプの性能から増速歯車の伝達効率を算出することができる。ポンプ単体液体窒素試験，タービン単体ガス窒素冷走試験ならびにターボポンプ窒素ガス冷走試験の結果を用いて歯車の伝達効率を試算した。その計算は以下のものである。

$$\eta_p = \frac{\eta_p^*}{\eta_g \cdot \eta_{pm}} \quad (\text{ポンプ単体}) \quad (1)$$

$$\eta_{ti} = \frac{\eta_T^*}{\eta_g \cdot \eta_{tm}} \quad (\text{タービン単体}) \quad (2)$$

$$\frac{L_p}{L_t} = \frac{\gamma Q H}{G \Delta H_t \eta_{ti} \eta_{pm} \eta_p} = 1 \quad (\text{ターボポンプ}) \quad (3)$$

(1), (2), (3)式から歯車の伝達効率 η_g は

$$\eta_g = \sqrt{\frac{G \Delta H_t \eta_p^* \eta_T^*}{\gamma Q H \cdot \eta_{tm}}} \quad (4)$$

(4)式によると歯車の伝達効率を知るには電気動力計で求めた効率 (η_p^* , η_T^*) 以外にタービン単体の機械効率 η_{tm} を知る必要がある。この機械効率に関係する主なものは2個の実液潤滑玉軸受，2個の液体用メカニカルシールと1個のガスシールである。別に行われている軸受ならびにメカニカルシールの単体試験の結果から， $\eta_{tm} = 0.975$ とした。

歯車の伝達効率の計算結果を表1に示した。

| 回転数 rpm | タービン 熱落差 Kcal/kg | タービン 効 率 η_t^* | タービン** 軸 動 力 kg·m/s | ポンプ流量 ℓ/s | ポンプ** 水 動 力 kg·m/s | ポンプ効率 η_p^* | 歯車効率 η_g |
|------------|------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------|--------------------------|---------------------|------------------|
| 16,470 | 16,837 | 0.69 | 8622.6 | 16.54 | 5,959 | 0.64 | 0.974 |
| 16,490 | 16,973 | 0.69 | 8663.7 | 16.56 | 5,967 | 0.64 | 0.976 |
| 16,560 | 16,769 | 0.69 | 7944.8 | 12.92 | 5,109 | 0.59 | 0.970 |
| 16,450 | 16,743 | 0.69 | 7921.1 | 13.44 | 5,176 | 0.59 | 0.962 |
| 15,720 | 16,543 | 0.69 | 7988.4 | 18.18 | 5,456 | 0.64 | 0.980 |

(注) η_t^* , η_p^* : 歯車を介して得た効率
 **: η_t^* , η_p^* を用いて得た値

表1 ターボポンプ冷走試験の結果から算出した増速歯車効率

航空宇宙技術研究所報告588号

昭和54年10月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)☎182

印刷所 株式会社三興印刷
東京都新宿区信濃町12
