

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-870

極低温ポンプの二相吸込性能試験

山田 仁 ・ 渡辺 光 男
長谷川 敏 ・ 上 條 謙 二 郎

1985年8月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. まえがき	1
2. 記号	2
3. 供試体	2
4. 試験設備と試験方法	3
4-1 試験設備と試験方法	3
4-2 温度校正および試験データの収録・処理	3
5. 試験結果と考察	5
5-1 供試液酸ポンプ一般性能と吸込性能	5
5-2 入口ポイド率の計算	5
5-3 二相吸込性能	6
5-4 二相流のポンプの効率	7
6. 結び	8
7. 参考文献	8
8. 付録	8

極低温ポンプの二相吸込性能試験*

山田 仁** 渡辺 光男**
長谷川 敏** 上條 謙二郎**

The performance of a cryogenic pump for the two-phase flow condition

By

Hitoshi Yamada, Mitsuo Watanabe,
Satoshi Hasegawa and Kenjiro Kamijo

An experimental investigation was carried out in order to obtain the performance characteristics of a cryogenic pump under a two-phase flow condition. The experiment used an oxygen pump with an inducer and liquid nitrogen as the test fluid. The vapor volumetric fraction at the pump inlet was calculated with an assumption of a constant enthalpy process across an orifice which was used to generate the two-phase flow at the pump inlet.

The results showed that the pump head rise did hardly decrease even when the vapor fraction became about 40 percent at the pump inlet. The two-phase flow at the pump inlet was confirmed by a visual observation through a transparent plastic section. It was also found that the adiabatic efficiency for the two-phase flow provided a good agreement with the pump efficiency, which was determined by using torques, outlet flow rates and the pressure difference between the pump inlet and outlet.

1. まえがき

ロケット用ポンプの設計においては、小型軽量のために常に回転数をより大きくしたいという強い要望があり、特に最近のエンジンの高圧化によってますますこの傾向は強くなっている。一方推進薬タンクの重量軽減のためにポンプ入口圧力はより小さくしたいというポンプの高速化とは相反する要求も強まっている。これらの相反する要求を満足させるためにより一層のポンプの吸込性能の向上が必要になる。ポンプ二相吸込が可能となれば、このポンプの吸込性能を向上させる上で大きな効果をもたらすも

のと考えられる。

本研究は供試体として液酸ポンプ、作動流体は液体窒素を用い、ポンプ前方に設置したオリフィスの圧力降下を利用して二相流を発生させ、ポンプ二相吸込性能試験を行ったものである。この試験では、ポンプ入口直前に組み込んだアクリル製真空断熱透視管を用い、ポンプ入口部の二相流の発生状況を観察した。この際等エンタルピ流れを仮定してポンプ入口ボイド率の算定を試みた。試験に用いた液酸ポンプはかなりの二相吸込が可能であった。ポンプ入口ボイド率が約40～50%において、インデューサ吐出圧が著しく低下しても主羽根車吐出圧の減少は少なく、ポンプ入口部の気泡はインデューサ出口部でかなりつぶされるものと考えられる。

* 昭和60年5月20日受付
** 角田支所

次に二相流のポンプの効率を断熱効率より求め、従来のポンプ効率と比較した。流体の圧縮性を無視できない場合には、ポンプの効率として断熱効率⁽¹⁾を用いるが、二相流でも圧縮性があるため断熱効率よりポンプ効率を求めた。本試験では断熱効率と、トルク、出口流量、ポンプ入口・出口の圧力差より求めた従来のポンプ効率は良い一致を示した。これは試験に用いたポンプが高吐出圧（吐出圧約 3.5MPa）のため効率に対してポンプ吐出側の影響が支配的で、インデューサ部での流体の圧縮の影響が極めて小さかったためと考えられる。

2. 記号

- A : 面積 (m^2)
 G : 重量流量 (kg/s)
 g : 重力の加速度 (m/s^2)
 H : ポンプ揚程 (m)
 h : エンタルピ (J)
 J : 仕事の換算係数 (m/J)
 N : 回転数 (rpm)
 $NPSH$: 必要吸込水頭 (m)
 N_s : 比速度 ($rpm, m^3/min, m$)
 P : 圧力 (MPa)
 Q : 体積流量 (m^3/s)
 S : エントロピ (J/K)
 T : 温度 (K)
 T_q : トルク ($N \cdot m$)
 U_t : チップ周速 (m/s)
 V : 流速 (m/s)
 x : クオリティ
 α : ボイド率
 ρ : 密度 (kg/m^3)
 η : 効率
 ψ : 揚程係数 ($= \frac{\Delta P}{U_t^2/g}$)
 ω : 角速度 ($1/s$)

添字

- a : 断熱
 d : 設計点
 g : 気相
 l : 液相

- p : ポンプ
 o : オリフィス前の状態
 two : 二相流の状態
 Δ : 差を示す

3. 供試体

本試験に用いた供試体は液体酸素用インデューサ付遠心ポンプ（以下液酸ポンプと呼ぶ）でありその主要設計諸元を表 1 に示す。設計回転数 (N_d) は 16,500 rpm, 設計流量 (Q_d) は 0.017 m^3/s , ポンプの比速度 (N_s : rpm, $m^3/min, m$) は 171 である。インデューサは 3 枚のキャンパー付きヘリカル羽根より構成され、後退巻角度は 0.87 rad でハブにテーパを有する。

主羽根車の羽根枚数は 6 枚で、入口羽根角度および出口羽根角度はそれぞれ 0.22 rad, 0.44 rad である。

インデューサおよび主羽根車の概観を図 1 に示す。

表 1 インデューサとインペラの設計値

	インデューサ	インペラ
設計回転数 (rpm)	16,500	16,500
設計流量 (m^3/s)	0.017	0.017
チップ部直径 (mm)	65.3	111.2
入口流量係数	0.121	0.151
揚程係数	0.16	0.48
入口羽根角度 (rad)	0.183	0.250
出口羽根角度 (rad)	0.223	0.436
N P S H (m)	7.5	45.0
羽根枚数	3	6

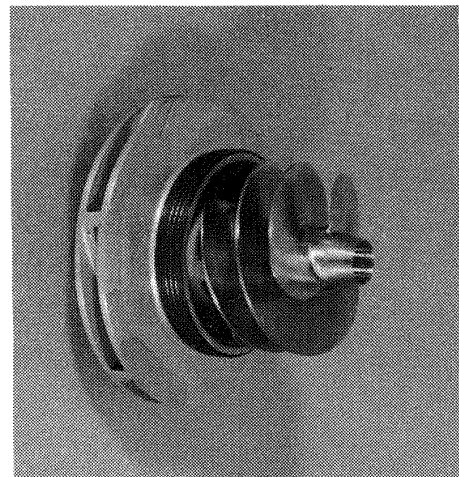


図 1 供試インデューサと主羽根車

4. 試験設備と試験方法

4.1 試験設備と試験方法

二相吸込性能試験は試験設備系統概略を図2に示す航空宇宙技術研究所角田支所のターボポンプ試験設備にて行ない、作動流体は液体窒素を用いた。試験設備については参考文献⁽²⁾に詳細に示してあるので、以下二相流の発生とその観察法および二相吸込試験方法の概略を示す。

二相流の発生には、ポンプ入口で十分な圧力降下を得られるよう流量係数が約0.75のオリフィスをポンプ前方に設置した。図3にオリフィスの形状を示す。

ポンプ入口部の二相流の観察には図4に示す真空断熱透視管をポンプ入口直前に設置し、テレビによる監視と写真撮影を行なった。真空断熱透視管はアクリル系樹脂製の二重管構造とし、液体窒素による霜の付着を防ぐため、内筒と外筒のあいだを真空状態に保っている。

二相吸込試験の手順としては、通常の吸込試験方法と同様で、供試体に十分なNPSH(ポンプ入口全圧から飽和蒸気圧を差し引いたヘッド)を与えるよう酸化剤タンク圧を設定し、規定の試験回転数、流量が達成されたのち酸化剤タンクの加圧を停止し、ポンプの吸込と加圧ガスの逃気を利用し、入口ボイ

ド率の増大に伴いインデューサ出口圧力の減少が著しくなった時点でポンプ回転数を下げて試験を終了した。

なおポンプ出口部の気泡の有無を調べるため超音波流量計をポンプ出口に設置した。

4.2 温度校正および試験データの収録・処理

極低温ポンプの吸込性能を求めるに際しては、液体の飽和蒸気圧が極めて重要な計測項目となるが、本試験では液体の温度測定より飽和蒸気圧を求めた。このため高精度の温度測定が必要となる。また次節以降に述べるボイド率の計算、断熱効率などを求め

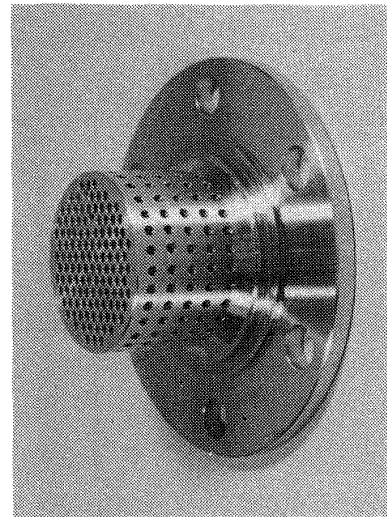


図3 オリフィス外観

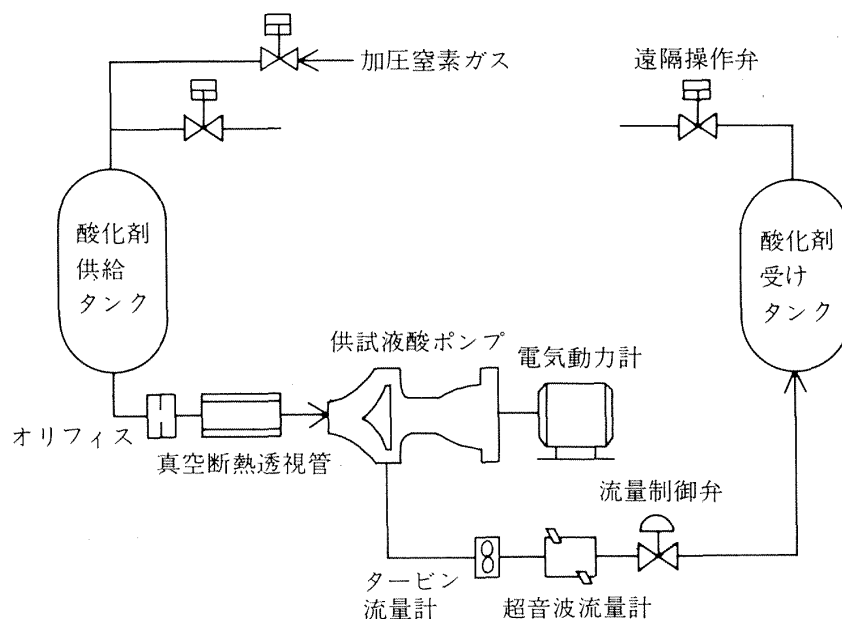


図2 ターボポンプ試験設備系統概略

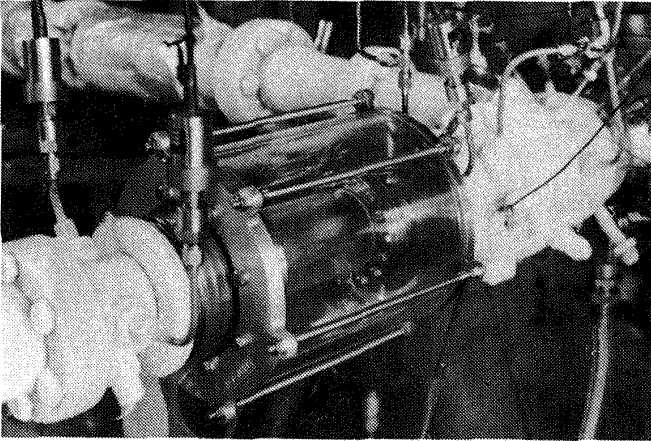


図 4 真空断熱透視管配管取り付け状況

るうえでも高精度の温度測定が必要である。

本試験では図 5 に外観を示す極低温温度校正装置により熱電対の温度校正を行なった。本装置の詳細は参考文献⁽²⁾に示してあるので以下その概略を述べる。校正に際しては校正器の真空断熱容器内に液体窒素を充填し、測定に用いる熱電対温度計を挿入する。ついでガス窒素を用いて容器内を任意の飽和蒸気圧に設定し、この飽和蒸気圧に対応した液温度を容器内に保つ。この飽和蒸気圧は高精度の圧力測定装置により、また熱電対温度計の出力電圧は高精度の電圧計に出力させ温度校正を行なった。

本試験における試験データの収録と処理はターボ

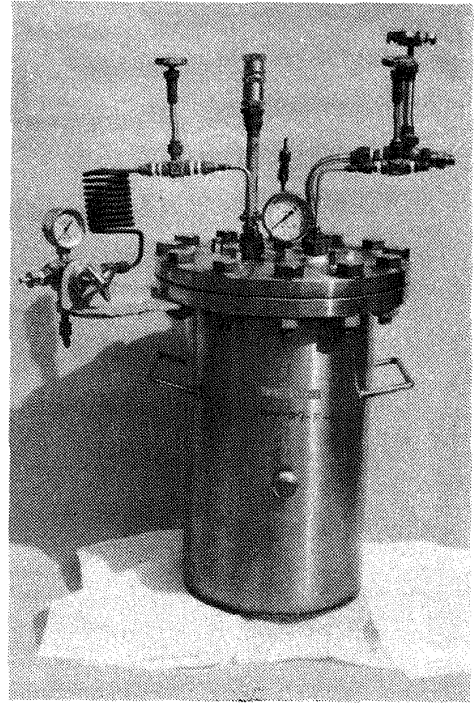


図 5 極低温温度校正装置

ポンプ試験設備の各計測センサーより送られてくる圧力、温度などの電気信号をデータ収録装置を通してディスクトップコンピュータのメモリに貯え、試験終了後コンピュータの磁気テープに収録する。データの処理は磁気テープに前もって収録されている各センサーの校正値を用いて、試験時の各物理量、ポンプ諸性能がコンピュータにより計算される。

表 2 計測監視項目

計測監視項目	検出器	測定範囲
ランタンク圧	歪ゲージ型	0~0.49 MPa
ポンプ入口圧	歪ゲージ型	0~0.49 MPa
オリフィス上流圧	歪ゲージ型	0~0.49 MPa
オリフィス下流圧	歪ゲージ型	0~0.49 MPa
インデューサ出口圧	歪ゲージ型	0~1.96 MPa
ポンプ出口圧	歪ゲージ型	0~4.93 MPa
ポンプ入口温度	C-C 熱電対	77~273 K
オリフィス上流温度	C-C 熱電対	77~273 K
オリフィス下流温度	C-C 熱電対	77~273 K
ポンプ出口温度	C-C 熱電対	77~273 K
ポンプ出口流量	タービン型流量計	0~0.02 m ³ /s
回転数	高周波コイル型	0~20,000 rpm
トルク	位相検出型	0~196 N·m
軸受外輪温度	C-C 熱電対	77~273 K

本試験におけるデジタル収録チャンネル個数(回転数, 流量, トルク, 圧力, 温度等)は21個で, 1回の計測スキャン時間は0.9秒とした。試験における主な計測監視項目を表2に示す。

5. 試験結果と考察

5.1 供試液酸ポンプ一般性能と吸込性能

供試液酸ポンプに十分なNPSHを与えた場合のポンプ一般性能を図6に示す。

インデューサの吸込性能に関しては既報⁽²⁾に詳細に記述してあるので, 液体窒素による回転数16,500rpm, 流量比(Q/Q_d)1.0, 液温度78.2Kの試験結果の一例を図7に示す。

5.2 入口ポイド率の計算

ポンプ入口ポイド率(α)は二相吸込性能を定める

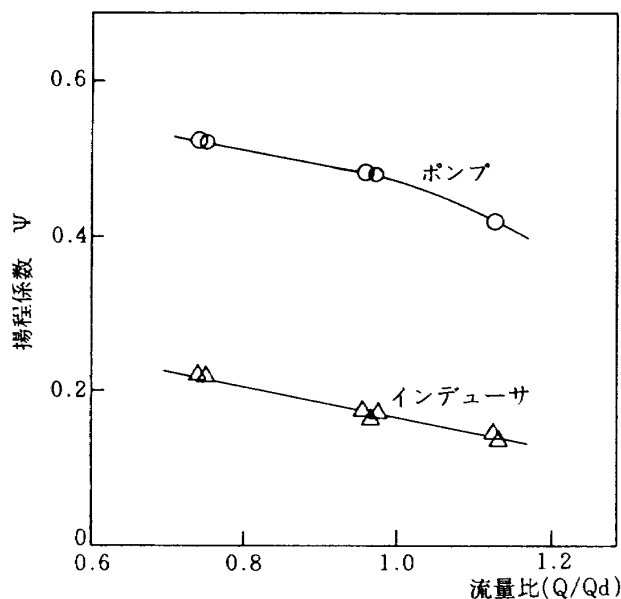


図6 供試ポンプ一般性能

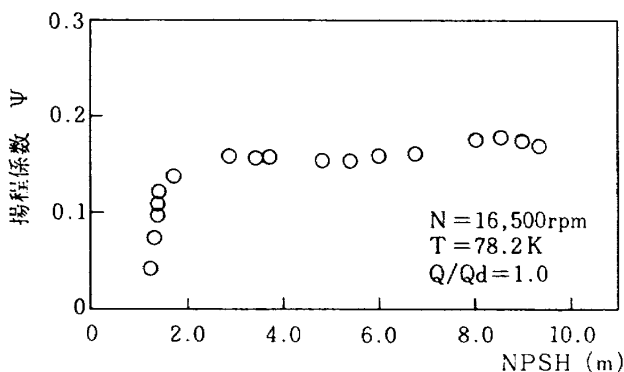


図7 インデューサ吸込性能

上で重要な要素となるが, 本報告では等エンタルピ過程を仮定することによりポンプ入口ポイド率の算出を試みた。オリフィスにより圧力降下もたらされ, 二相状態が生じるものとする。ただし液相と気相の速度差は小さく流れは一樣なものとして仮定すると, オリフィス上流とオリフィス下流で全エンタルピは変化しない過程なので次式が成り立つ。

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2gJ} = h_{t w_0} + \frac{V_{t w_0}^2}{2gJ} \dots\dots\dots(1)$$

ここで二相流の重量流量率(クオリティ)を x とすると二相流のエンタルピは次式で与えられる。

$$h_{t w_0} = (1-x) h_l + x h_g \dots\dots\dots(2)$$

クオリティとポイド率はそれぞれ(3式), (4式)で定義する。

$$x = \frac{G_g}{G_{t w_0}} \dots\dots\dots(3)$$

$$\alpha = \frac{Q_g}{Q_{t w_0}} \dots\dots\dots(4)$$

ここで気相と液相の密度を ρ_g, ρ_l とすると, クオリティは次式で与えられる。

$$x = \frac{Q_g \cdot \rho_g}{Q_l \cdot \rho_l (1 + \frac{Q_g \cdot \rho_g}{Q_l \cdot \rho_l})} \dots\dots\dots(5)$$

またクオリティとポイド率の関係は次式で与えられる。

$$\alpha = \frac{x \cdot \rho_g}{\rho_l + x(\rho_g - \rho_l)} \dots\dots\dots(6)$$

ここでオリフィス前後の速度差は小さいものとして無視すると(1式), (6式)よりポイド率は次式で与えられる。

$$\alpha = \frac{\rho_l (h_l - h_0)}{\rho_g (h_l - h_0) + \rho_l (h_0 - h_g)} \dots\dots(7)$$

(7式)のオリフィス上流のエンタルピおよびオリフィス下流のエンタルピ, 密度はオリフィス前後の温度, 圧力を測定することにより求めることができる

ので、ポンプ入口ボイド率を求めることが可能となる。

なお流速を省略しないボイド率の計算法は付録に記したが、本試験における流速は4~5 m/sなので、速度の項の影響は小さい。このため以下の考察では(7)式より求めたボイド率を用いるものとする。

5.3 二相吸込性能

図8は回転数(16,500 rpm)、出口流量比(0.97)および液温度(78.2K)をほぼ一定に保った場合の入口ボイド率とインデューサおよびポンプ主羽根車の揚程係数の試験結果を示す。ポンプ入口ボイド率が約50%においてインデューサの揚程は急激に低下するが、ポンプ主羽根車の揚程はさほど低下せず、かなりの圧力を出していることがわかる。これは重量流量を一定と考えれば、ポンプ入口ボイド率が大きくなるにつれて、入口流量比(Q_{two}/Q_d)が大きくなり、インデューサの圧力は急激に低下するが、

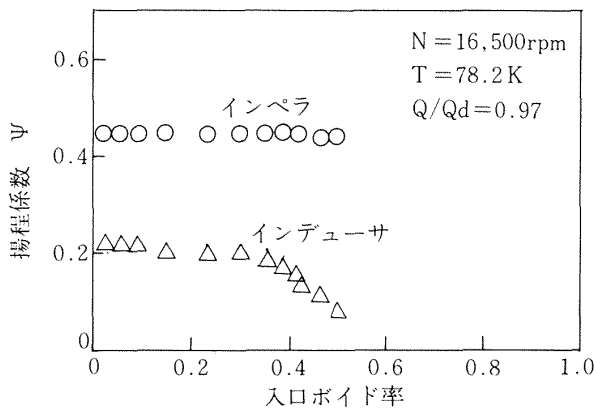


図8 入口ボイド率と揚程係数

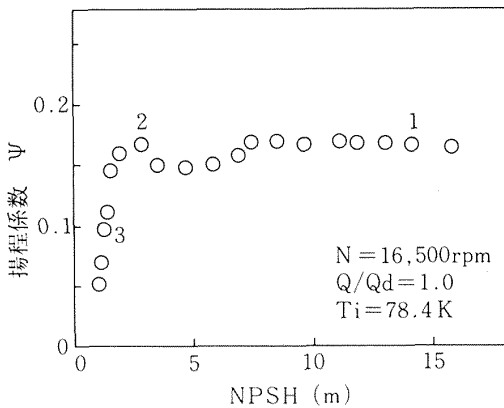
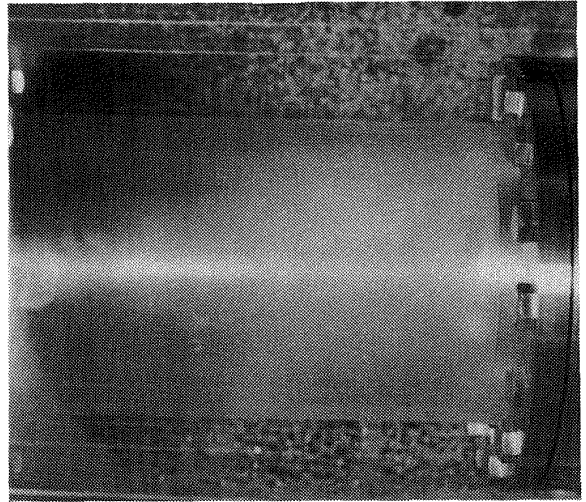


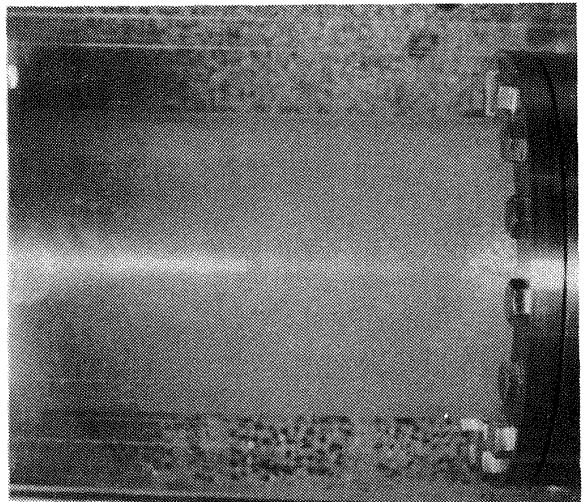
図9(a) インデューサ吸込と流れの可視化 (図中の数字は図9(b)の写真番号に対応する)

ポンプ入口部の二相流はインデューサ出口付近でかなり消滅し、ポンプ主羽根車にはあまり影響を与えていないことによるものと考えられる。

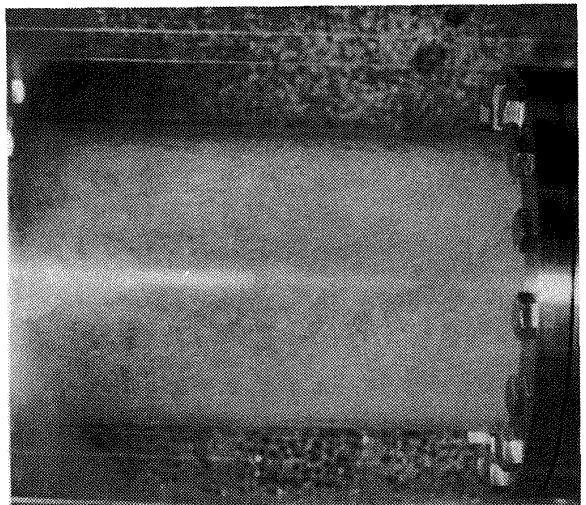
(1)



(2)



(3)



→ 流れ方向

図9(b) ポンプ入口部の二相流

なおポンプ出口部に設置した超音波流量計を利用することにより、ポンプ入口ポイド率が大きい場合でもポンプ出口部には気相が存在しないことを確かめた。これは超音波流量計の特性として、流れに気相部があればその流量測定出力信号が大きく乱れることによるものであり、本試験においてポンプ入口ポイド率が約50%に達しても超音波流量計の出力信号は滑らかであり、ポンプ出口部では気相が存在しないものと考えられる。これは前述のようにポンプ通路内で気泡が消滅し、主羽根車の圧力がさほど低下しなかったことと符合するものである。

図9はポンプ直前に設置した真空断熱透視管による二相流可視化の試験結果を示す。図9(a)の数字1, 2, 3は図9(b)の写真番号に対応する。図9(b-1)はいまだインデューサの揚程係数が低下しない場合で気相は見あたらない。図9(b-2)はインデューサの揚程係数が低下する直前の流れであり、気相が多少認められる。図9(b-3)は揚程係数がかなり低下した場合で、ポンプ入口ポイド率は約40%であり、かなりの二相状態になっていることがわかる。これよりインデューサの圧力の低下は二相吸込によるものであることは明確である。

5.4 二相流のポンプの効率

高圧のポンプまたは流れが二相流になるような場合、流体はある程度の圧縮性を有していると考えられる。このような場合ポンプの効率として非圧縮性を前提とした従来のポンプ効率(η_p)を用いること

は、ポンプ性能を把握する上でかなりの誤差をまねきかねず、また二相流のポンプの性能の定義もしばしば混乱しているのが指摘されている⁽³⁾。

このためロケット用高圧・高速ポンプの効率として断熱効率(η_a)を用いることが提唱されている⁽¹⁾が、本報告では断熱効率と従来のポンプ効率の比較を二相流を対象として行なった。

断熱効率は図10に示されるエントロピ・エンタルピ線図より次式⁽¹⁾で示される。

$$\eta_a = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{act}} \dots\dots\dots(8)$$

二相流の断熱効率は図10とは別に図11に示される温度・エントロピ線図から考察するのが便利である。図11で実線は気液飽和曲線を示し、点(1)はポンプ入口、点(2)は二相流、点(3)はポンプ出口を各々示す。流れは点(1)→(2)→(3)の順に変化する。この際二相流発生における液蒸発により温度の降下およびオリフィスの圧力損失によるエントロピの増加を伴う。なお点(1)→(2)の過程は等エンタルピ線に沿って変化する。この場合断熱効率はポンプ入口部二相流のエンタルピh₂とポンプ出口のエンタルピh₃および二相状態から点(B)まで等エントロピ変化した場合のエンタルピh_Bより次式で与えられる。

$$\eta_a = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{act}} = \frac{h_B - h_2}{h_3 - h_2} \dots\dots\dots(9)$$

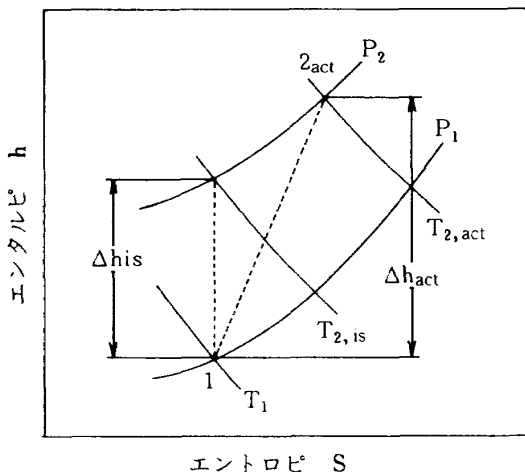


図10 エントロピ・エンタルピ線図 (断熱効率の計算)

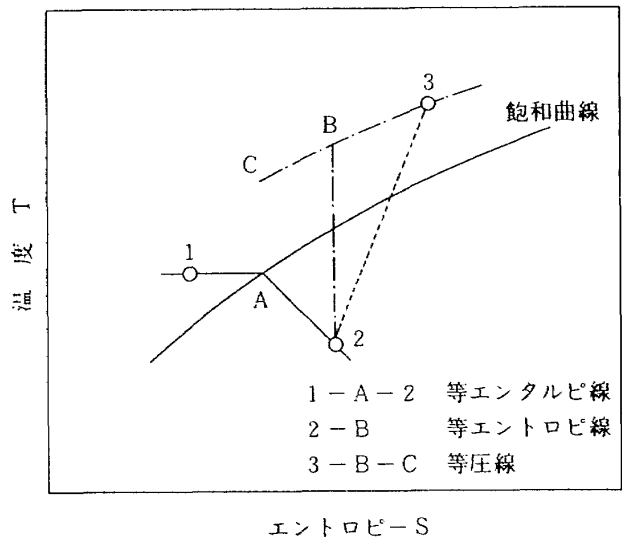


図11 温度・エントロピ線図

図 12 はポンプ入口ボイド率に対する断熱効率と従来のポンプ効率との比較を示した。

ただし上記のポンプ効率は回転数，ポンプ出口流量，トルク，ポンプ入口・出口圧力差から求め次式で示す。

$$\eta_p = \frac{\Delta P \cdot Q}{T_q \cdot \omega} \dots\dots\dots (10)$$

断熱効率と従来のポンプ効率はポンプ入口ボイド率の変化にかかわらず，両者ともほぼ一致した値を示した。これは本試験で用いた液酸ポンプは高圧ポンプであり，既述したように，効率に対してポンプ吐出側の条件が支配的で，入口部二相状態の影響が極めて少ないことによるものと考えられる。

6. 結 び

液体酸素用ポンプを用いて液体窒素を作動流体とした二相吸込性能試験を行った。二相流の発生にはオリフィスを利用し，ポンプ入口ボイド率は等エンタルピ過程より求めた，これより以下の点が判明した。

(i) ポンプ入口ボイド率が増加するにつれ，インデューサの揚程は急激に低下するが，ポンプ主羽根車の揚程はさほど低下せずかなりの揚程を出すことがわかった。これはポンプ入口ボイド率が大きくなるにつれ入口流量比が大きくなりインデューサの揚程は低下するが，ポンプ入口部の二相流はインデュー

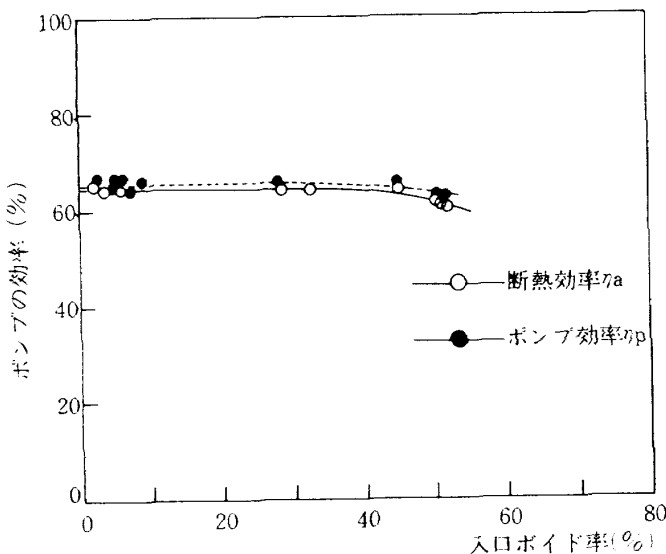


図 12 入口ボイド率とポンプの効率

ーサ出口部でかなり消滅し，ポンプ主羽根車揚程にはあまり影響を与えないことによるものと考えられる。

(ii) 二相流におけるポンプの効率として断熱効率を用い，従来のポンプ効率と比較した。この結果ポンプ入口ボイド率が増加しても，両者ともほぼ一致した値を示した。これは本試験で用いた液酸ポンプは高圧ポンプであり，効率に対してポンプ吐出側の条件が支配的で，入口部二相状態の影響が極めて少ないことによるものと考えられる。

7. 参考文献

- (1) K. Kamijo and K. Hirata. "Performance of Small High Speed Cryogenic Pump", ASME Journal of Fluids Engineering Vol. 107, No. 2, 1985.
- (2) 山田他 3 名 "ロケット用液体酸素および液体水素ポンプ・インデューサの吸込性能" NAL TR-716, 1982年 6 月
- (3) O. Furuya "an Analytical Model for Prediction of Two-phase (Noncondensable) Flow Pump Performance", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, No. 1, March 1985, P139.

8. 付録 流速を考慮した場合のボイド率の算定

流速を考慮した場合オリフィス前後で全エンタルピが一定の過程となるので本文で示したように次式が成り立つ。

$$h_0 + \frac{V_0^2}{2gJ} = h_{t w_0} + \frac{V_{t w_0}^2}{2gJ} \dots\dots\dots (A-1)$$

一方重量流量は一定なので

$$Q_0 \cdot \rho_0 = Q_{t w_0} \cdot \rho_{t w_0} \dots\dots\dots (A-2)$$

また二相流の密度 $\rho_{t w_0}$ はボイド率 α を用いて

$$\rho_{t w_0} = (1 - \alpha) \cdot \rho_l + \alpha \cdot \rho_g \dots\dots\dots (A-3)$$

ここでポンプ入口断面積を A_p とすると二相流の速

度 V_{two} は (A-2), (A-3) 式より次式で与えられる。

$$V_{two} = \frac{Q_0 \cdot \rho_0}{\{(1-\alpha) \cdot \rho_l + \alpha \cdot \rho_g\} \cdot A_p} \dots\dots\dots (A-4)$$

(A-1) 式の二相流のエンタルピ h_{two} はクオリティ x を用いて次式で示される。

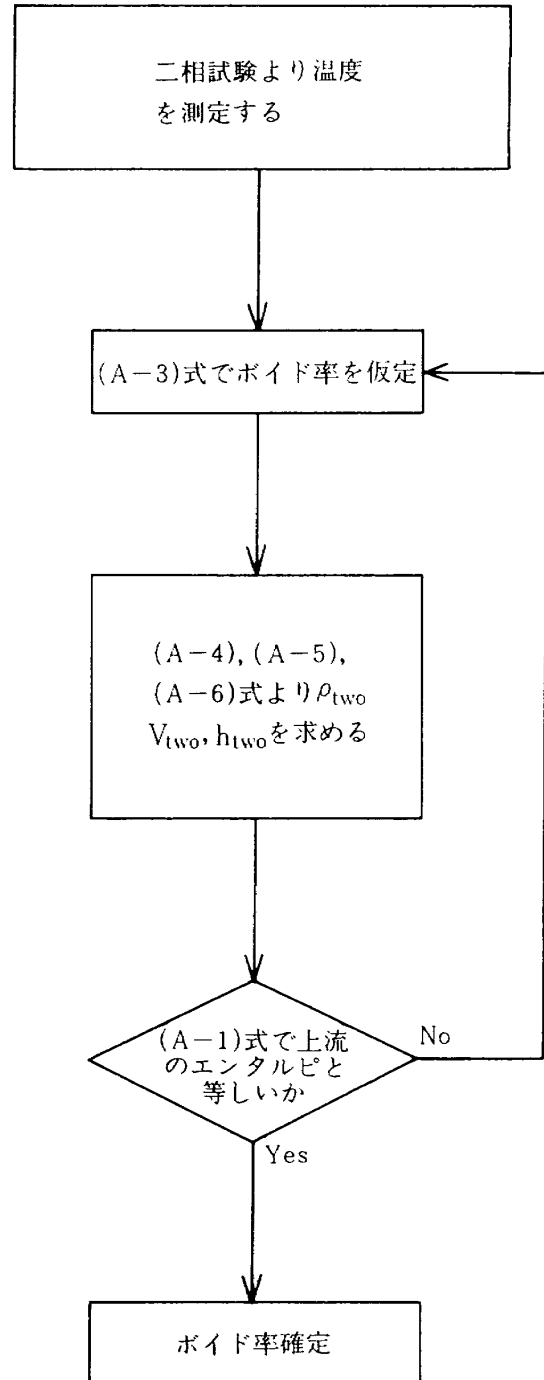
$$h_{two} = (1-x) \cdot h_l + x \cdot h_g \dots (A-5)$$

ただし,

$$x = \frac{\rho_g}{\rho_{two}} \cdot \alpha \dots\dots\dots (A-6)$$

以上より (A-3) 式でボイド率 α を仮定し, 試験より二相流発生時の温度降下量 (ΔT) が得られれば (A-4) ~ (A-6) 式より二相流の密度 ρ_{two} , 速度 V_{two} , エンタルピ h_{two} などの諸量はすべて求まる。図 13 のフローチャートに示されるようにこれらの値を (A-1) 式に代入し, 单相流の全エンタルピと一致するまで, くり返し計算を行い, 入口ボイド率 α を求める。

なお本文でも述べたが, 以上の方法より求めたボイド率は流速を省略して(9)式より得られたボイド率とほぼ一致した値を示した。



付図 1 ボイド率の計算フローチャート

既 刊 報 告

TR-860	パネル法を応用した格子形成法 Grid Generation Based on Panel Method	1985年5月	重見 仁
TR-861	航空写真による航空機地上追跡用レーダの較正 Calibration of an On-Ground Aircraft Tracking Rader by Aerial Photogrammetry	1985年6月	矢沢健司, 稲垣敏治 小野孝次, 岡 遠一
TR-862	航技研二次元風洞の気流特性について(N) — 二次元風洞気流制御 — Flow Quality of NAL Two-Dimensional Transonic Wind Tunnel Part IV Characteristics of flow Control	1985年6月	三輪 等, 佐藤 衛 小国保男, 神田 宏
TR-863	フィルタリングサンプル装置について Filtering Sampler	1985年6月	多田 章
TR-864	翼胴結合体まわり非粘性圧縮流の数値解析 (1) - 格子形成コードYOKUDOG の開発 - Numerical Analysis of Inviscid Flows about Wing-Fuselage Combinations I Development of Grid Generation Code YOKUDO-G	1985年7月	石黒登美子, 神谷信彦 小口慶子
TR-865	有限面積法による非粘性二次元翼列解析(実験と数値計算の検証例) Analysis of Two-Dimensional Turbin Cascade Flow by Finite Area Method (Comparison of Numerical and Experimental Results)	1985年7月	橋本良作, 西村英明
TR-866T	Sesitivity of Electron Thermalization in Rare Gases to Momentum-Transfer Cross Section and Impurities	July, 1985	Katsuhisa KOURA
TR-867	非圧縮流中の有限翼に対する空気力学伝達関数 Aerodynamic Transfer Functions for a Finite Wing in Incompressible Flow	1985年7月	松下 洸
TR-868	ターボポンプ式・液酸・液水ロケットエンジンの起動過渡特性の解析 Start Transient Analysis of Turbopumped LOX/LH ₂ Rocket Engine (LE-5)	1985年7月	冠 昭夫, 若松義男 志村 隆, 都木恭一郎 鳥井義弘
TR-869	数値シミュレータ・データベースの概念設計 Conceptual Design of a Data Base for Numerical Simulator	1985年8月	安喜隆幸

航空宇宙技術研究所報告870号

昭和60年8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
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182
印刷所 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段南4-2-12

Printed in Japan