

ISSN 0389-4010  
UDC 621.454.2.043  
546.11-14  
546.12-14

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-1031

LE-7高圧ポンプの性能評価

吉田 誠 ・ 上條 謙二郎 ・ 長尾 隆治

1989年6月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# LE-7高圧ポンプの性能評価\*

吉田 誠\*\* 上條 謙二郎\*\* 長尾 隆治\*\*\*

## Performance Evaluation of LE-7 High Pressure Pumps

Makoto YOSHIDA, Kenjiro KAMIJO,  
and Ryuji NAGAO

### ABSTRACT

A large launch vehicle, H-II, has been developed in Japan. The launch vehicle will use a large LOX/LH<sub>2</sub> engine, LE-7, which also is under development. The cryogenic propellant feed pumps of the LE-7 are characterized by large flow rate and high delivery pressure.

Definition of efficiency and head of the LE-7 cryogenic pumps were required because cryogenic fluids show relatively large compressibility. The polytropic efficiency, which is used in compressors, sometimes is referred to as the true efficiency since it eliminates the effect of compressibility. An efficiency and head similar to the polytropic efficiency and head were newly defined and compared with the adiabatic efficiency and head, and it was concluded that the defined efficiency and head were fairly close to the efficiency and head of the LE-7 cryogenic pumps.

### 1. ま え が き

わが国においては、現在大型人工衛星打上げ用H-IIロケットの開発が進んでいる。このロケット第1段主エンジンに推力100トン級の大型高圧液体酸素・液体水素エンジン(LE-7)が使用される。LE-7の推進薬供給用液体酸素および液体水素ポンプは、大流量・高吐出圧である。

この高圧極低温ポンプの性能評価に際し、効率と揚程の定義ならびにそれ等の測定法が問題となった。高圧下でかなりの圧縮性を示す極低温流体については、非圧縮性を前提とする従来のポンプ効率は使えない。新たな効率や揚程を定義しなければならない。またこれ等の測定についても、たとえば効率測定にトルク計を装着すれば、駆動系

を含めて構造が複雑になり、高速の定格運転さえ行えない場合も予想される。

この両方の問題を解決する第1ステップとして断熱効率および断熱揚程を採用し、比較的圧縮性の少ない液体酸素や液体窒素<sup>1,2)</sup>ならびに低吐出圧の液体水素<sup>3)</sup>に対して好結果が得られている。しかしながら、上記の大型高圧極低温ポンプについては圧縮性の影響が大きく現われるため、断熱効率ならびに断熱揚程と真の効率ならびに揚程の差を正確に評価しなければならない状況が生じた。たとえば約22,000kWの液体水素ポンプについては、わずかな効率差も大きな駆動馬力の見積り違いを生じてしまう。気体の圧縮機に対しては、断熱効率でなくむしろポリトロップ効率が真の効率の値に近いことが示されている<sup>4,5)</sup>。上記高圧極低温ポンプに対しても、このポリトロップ効率ならびに揚程と類似な効率とそれに対応する揚程(以下これ等を実効率と実揚程と呼ぶことにする)

\* 平成元年6月12日受付

\*\* 角田支所

\*\*\* 宇宙開発事業団

をポンプ吐出圧力ならびに効率をパラメータとして求め、これ等を断熱揚程ならびに断熱効率と比較し、さらに LE-7 ポンプの試験結果により検証した。

### 記号表

$e$	: スプリットポンプ羽根車出口シュラウド厚みの和 (m)
$C_m$	: モーメント係数
$D_{s2}$	: スプリットポンプ羽根車径 (m)
$g$	: 重力加速度 ( $m/s^2$ )
$h$	: エンタルピー (kJ/kg)
$\Delta h$	: エンタルピーの増分 (kJ/kg)
$\delta h$	: エンタルピーの微小増分 (kJ/kg)
$H$	: 揚程 (m)
$\dot{m}$	: 質量流量 (kg/s)
$p$	: 圧力 (MPa)
$Q$	: 体積流量 (l/s)
$Q_d$	: 設計体積流量 (l/s)
$T$	: 温度 (k)
$U$	: 主羽根車周速 (m/s)
$\rho$	: 密度 ( $kg/m^3$ )
$\phi_a$	: 断熱揚程係数 ( $g \cdot H_a / U^2$ )
$\phi_{tr}$	: 実揚程係数 ( $g \cdot H_{tr} / U^2$ )
$\eta_a$	: 断熱効率
$\eta_{tr}$	: 実効率
$\omega$	: 角速度 (l/s)

添字

1	: ポンプ入口
2	: ポンプ出口
is	: 断熱等エントロピー変化
act	: 実際の圧縮過程

## 2. 実効率と実揚程

高圧極低温ポンプの圧縮過程をエントロピー (S)～エンタルピー (h) 線図を用いて図1に示した。点1はポンプの入口状態を示し、点2actは実際のポンプ出口状態を示す。点2isは、点1から圧力 $P_2$ まで等エントロピー圧縮を仮定して得られる点である。ポンプ入口、出口の位置および速度

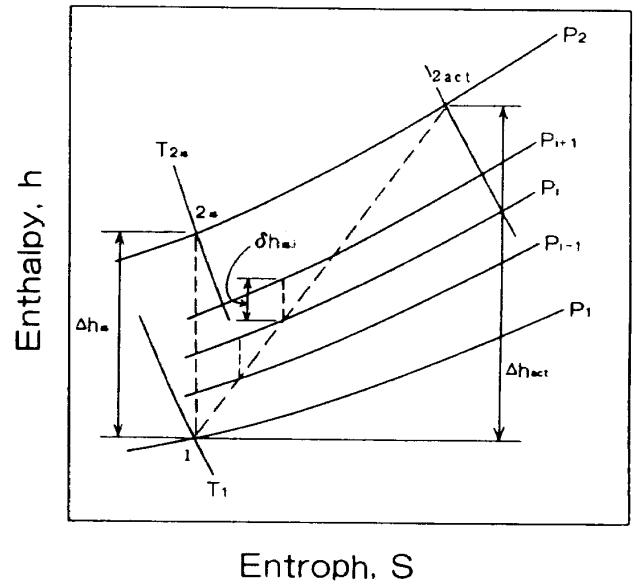


図1 高圧極低温ポンプの圧縮過程

エネルギーを無視すると、ポンプの断熱効率( $\eta_a$ )および断熱揚程( $H_a$ )は図1の記号を使って、それぞれ次式で示される。

$$H_a = \Delta h_{is} \quad (1)$$

$$\eta_a = \Delta h_{is} / \Delta h_{act} \quad (2)$$

一方、真に近い効率と揚程を示すと考える実効率と実揚程を求めるには、ポンプ内部の詳細な圧縮過程を知る必要がある。しかしこれを知るとはほとんど不可能に近い。そこで便宜的に、図1の等圧線 $P_1$ と $P_2$ の間に数多くの等圧線を引き、近接する2本の等圧線間の圧縮は全て等しい断熱効率で行われるとして、点1から点2actまでの圧縮過程を計算し、これ等の値を用いて実効率( $\eta_{tr}$ )と実揚程( $H_{tr}$ )を求めた。 $\eta_{tr}$ と $H_{tr}$ は以下の式となる。

$$H_{tr} = \sum \delta h_{is,i} \quad (3)$$

$$\eta_{tr} = \frac{\sum \delta h_{is,i}}{\Delta h_{act}} \quad (4)$$

ここに $\delta h_{is,i}$ は、 $i$ と $i+1$ 番目の等圧線間の圧縮過程で得られる断熱揚程である。

極低温流体の性質として、図1のように接近する2本の等圧線間の断熱揚程は、エントロピーの値が大きい程より大きな値を取る。したがって、全く同じ試験データを評価する場合、式(3)、(4)で求める実揚程と実効率は式(1)、(2)から求める断熱揚程と断熱効率よりも大きな値になるはずである。

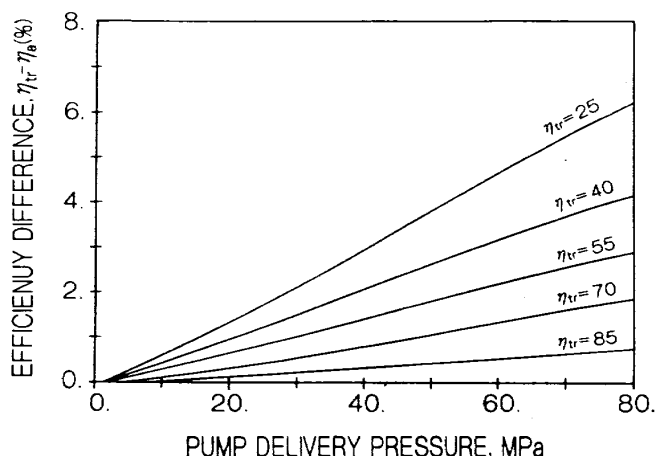


図2 効率差(液体酸素)

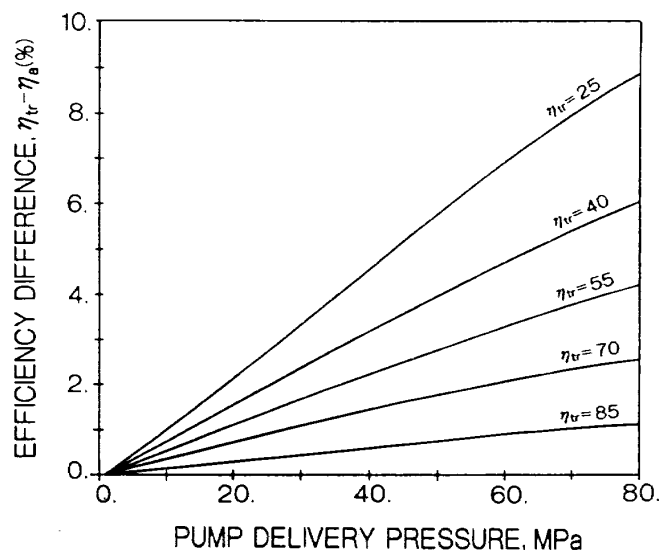


図3 効率差(液体窒素)

実揚程と実効率の方が真の値に近いとすれば、断熱揚程と断熱効率は真の値よりも小さな値を示すことになる。この両効率差とポンプ吐出圧力の関係(計算値)を図2, 3, 4に示した。この計算においては、等圧線の数の実効率および実揚程に与える影響を調べ、その影響が無視できる程度の等圧線の数を用いた。たとえば図4の液体水素について、ポンプの吐出圧力40MPaのとき、等圧線の数が20と40での効率差の差の実効率に対する割合は0.5%以下であった。液体酸素、液体窒素についても同様な検討を行い、最終的には図2, 3, 4全てについて、等圧線の数は最高吐出圧力に対して20個を用いた。これ等の図において、ポンプ効率が低いほど両効率の差は大きくなる傾向にある。ポンプ内で生じる損失は熱エネルギーに変換されることから、低い効率はポンプ流体のより大きな温度上昇をもたらす、この結果として、より大きな圧縮性が現われるからである。液体酸素と液体窒素に比べて、液体水素の効率差は際立って大きい。したがって吐出圧力が30MPaを越えるLE-7液体水素ポンプについては、断熱効率と断熱揚程ではなく実効率と実揚程を用いる必要性が明確になった。

### 3. 性能測定法

LE-7液体酸素ならびに液体水素ポンプの概略を図5, 6に、その主要諸元を表1に示した。

まず液体酸素ポンプは、定格運転下において、メインポンプから吐き出される流量の約20%がス

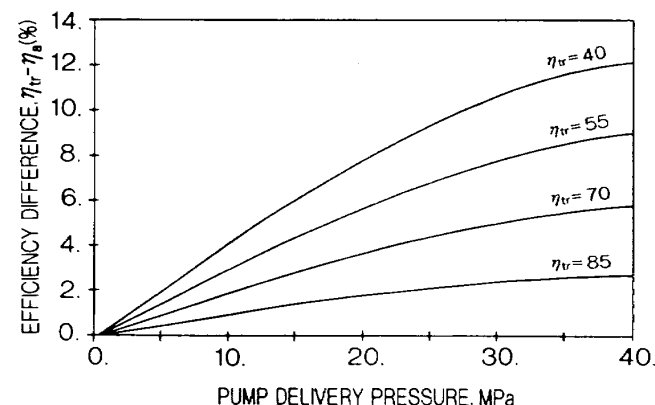


図4 効率差(液体水素)

プリットポンプに送られる構造になっている。したがってこのポンプの性能計算を行う際には、スプリットポンプからメインポンプへの内部漏れをそれぞれのポンプについて補正する必要がある。図7に示したようにスプリットポンプ内で種々の損失により温度上昇した流体がメインポンプに流れ込むため、測定した温度と圧力で効率を求めると、スプリットポンプの効率が実際の効率より高く、またメインポンプの効率が実際の効率よりも低く見積られてしまう。この補正計算はすでに文献(1), (2)に示したが、補正計算式のみを式(5), (6)に示した。

$$\eta_{a,m} = \frac{h_{1is} - h_0}{h_1 - h_0} \times \frac{1}{1 - \frac{\dot{m}}{\dot{m}_1} \times \frac{h_2 - h_1 + q}{h_1 - h_0}} \quad (5)$$

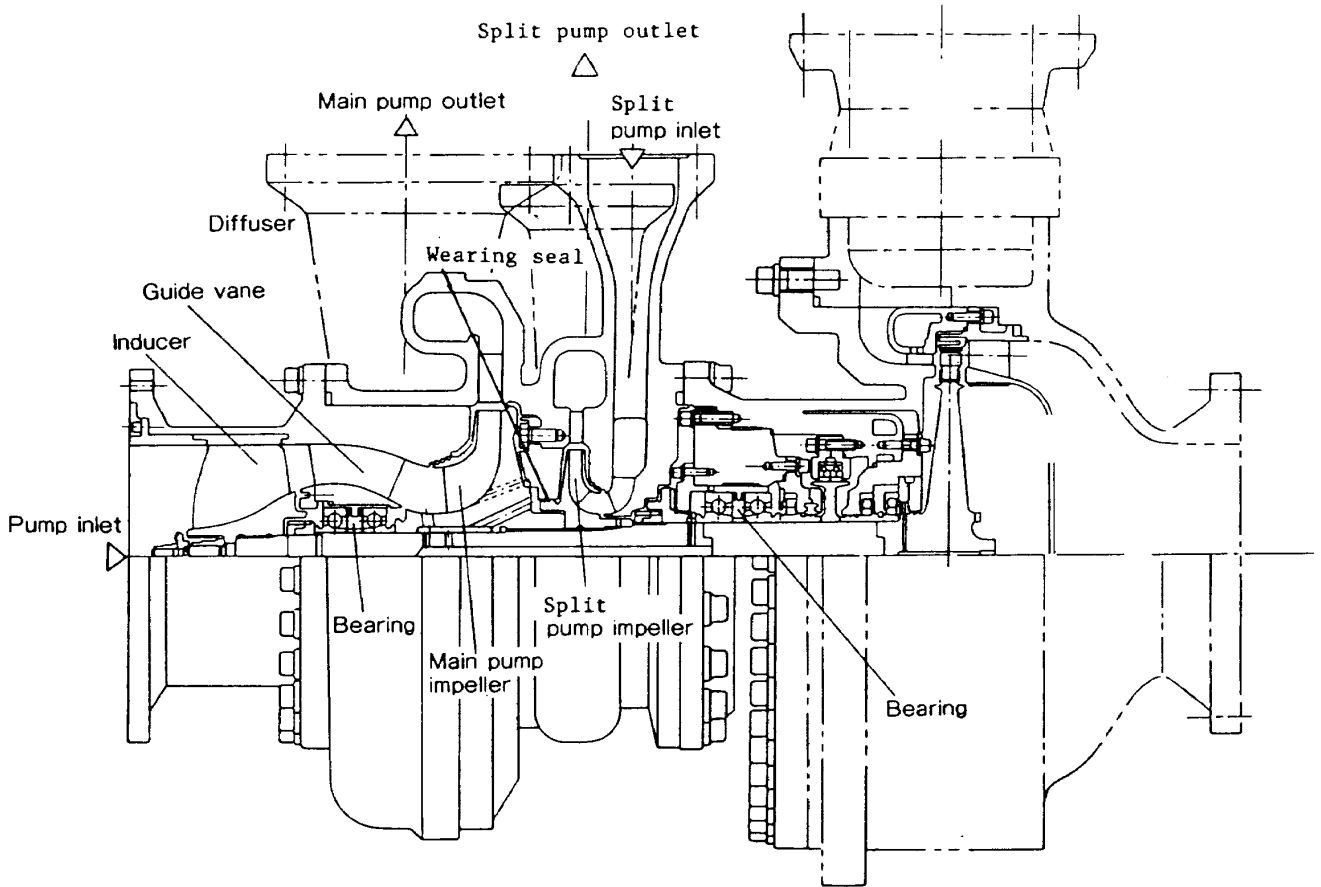


図5 液体酸素ポンプ

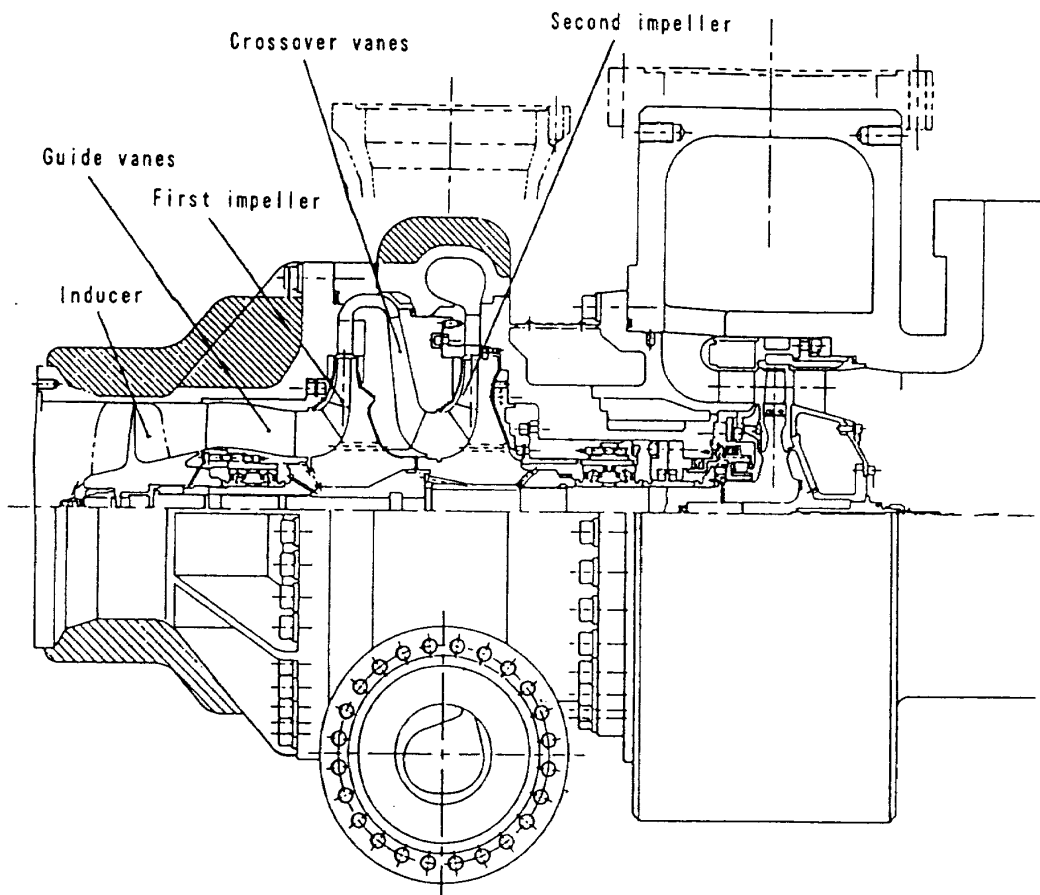


図6 液体水素ポンプ

表1 LE-7 ポンプの主要諸元

	LOX Pump		LH <sub>2</sub> Pump
	Main	Split	
Rotational speed, rpm	20,000	20,000	46,130
Shaft power, kW	5,222	662	22,065
Specific speed, (rpm, m <sup>3</sup> /min., m)	244	166	145
Mass flow, kg/s	229.0	43.8	38.9
Volume flow, ℓ/s	201.0	38.4	563.0
Inlet pressure, MPa	0.40	20.1	0.32
Outlet pressure, MPa	21.3	32.7	31.5

$$\eta_{a,s} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \times \frac{1}{1 + \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_2} \times \frac{h_2 - h_1 + q}{h_2 - h_1}} \quad (6)$$

式(5), (6)において $\eta_{a,m}$ ,  $\eta_{a,s}$ はそれぞれ補正後のメインポンプとスプリットポンプの断熱効率を示し, その他の記号は図7による。ただし $q$ は図5のスプリットポンプのウェアリングリングシールを通してスプリットポンプからメインポンプへ漏れる流体( $\Delta \dot{m}$ )の円板摩擦損失によるエンタルピの増加を示す。 $q$ ならびに $\Delta \dot{m}$ は計算から求めた。まず $q$ については下記の式<sup>6)</sup>により求めた。

$$q \approx \frac{1}{2 \Delta \dot{m}} C_m \times \rho \times \omega^3 \left( \frac{D_{s2}}{2} \right)^5 \left( 1 + \frac{5e}{D_{s2}} \right) \quad (7)$$

ここに $D_{s2}$ ,  $e$ はそれぞれスプリットポンプ羽根車の外径ならびにシュラウドの厚さの和であり,  $C_m$ ,  $\rho$ ,  $\omega$ はそれぞれモーメント係数, ポンプ流体密度, 回転角速度であり, このモーメント係数は文献(7)の値を用いた。またスプリットポンプ羽根車出口圧力およびウェアリングリングシール出口圧力の測定値を用い, さらに後面シュラウド

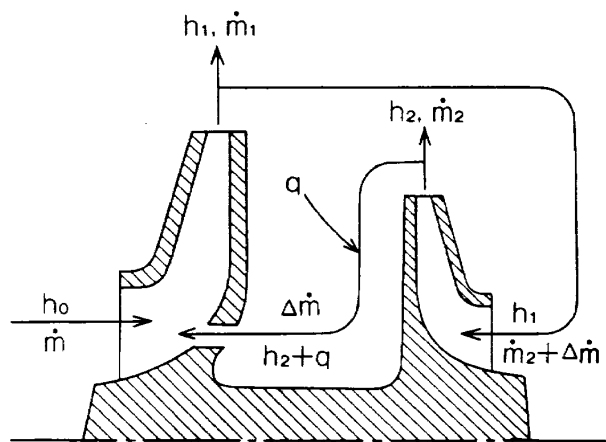


図7 ポンプ内の流れ

とケーシング間の流体は羽根車の回転速度の半分で回転するものと仮定<sup>8)</sup>してウェアリングリングシール入口圧力を推定して, ウェアリングリングシールを漏れる質量流量 $\Delta \dot{m}$ を算出した。

図6の液体水素ポンプは2段遠心ポンプであるが, 温度測定の困難さから段あたりの性能は求めず, 全体性能のみを評価した。

ポンプ性能を熱力学的に求めるのには, ポンプ

入口、出口の圧力ならびに入口、出口の温度を測定しなければならない。両ポンプの圧力は全て歪ゲージ式センサにより測定した。液体酸素ポンプの入口、出口温度ならびに液体水素ポンプの液体窒素試験における入口、出口温度は銅・コンスタントンの熱電対を用いた。液体水素ポンプの液体水素試験におけるポンプ入口、出口温度は白金測温抵抗体温度計により求めた。ポンプ流量は全てタービフローメータにより求めた。極低温流体の物性値は、全て文献(5)により求めた。液体酸素ならびに液体水素ポンプはそれぞれ当所角田支所の高圧ターボポンプ試験設備ならびに宇宙開発事業団角田ロケット開発センターの LE-7 液水ターボポンプ試験設備により共にタービン駆動(ターボポンプの形として)された。

4. 試験結果

熱力学的手法で極低温ポンプの効率を精度良く求めた例については、すでに文献(1),(2),(3)に示した。さらに、ポンプ揚程についても同様な結果が得られた。図 8, 9 に LE-7 液体酸素ポンプの性能を示した。ここに示したデータは全てポンプ吐出圧力が 10MPa 以下である。したがって、図 2 から圧縮性の揚程に与える影響は高々 0.5% 以下と見なせる。すなわち、このデータについては、非圧縮性を仮定しても、その誤差は高々 0.5% 以下

である。図 8, 9 には非圧縮性を仮定して求めた揚程係数と式(1)から求めた断熱揚程係数を示した。メインポンプならびにスプリットポンプの両ポンプについて、両揚程係数は極めて良く一致している。この両者の良い一致は本試験における温度と圧力の測定精度が十分高いものであることを裏付けている。

図 8, 9 におけるメインおよびスプリットポンプの効率は、既述のようにスプリットポンプからメインポンプへの内部漏れを補正したものと、補正前のものの両方を示した。内部漏れの効率への影響は特にスプリットポンプについて大きい。これは、スプリットポンプの流量がメインポンプの約 1/5 と少ないからである。

次に高圧下の液体水素において圧縮性の影響が顕著に現われる LE-7 液体水素ポンプの性能を図 10, 11 に示した。液体窒素をポンプ流体とした試験の結果については、断熱効率  $\eta_a$  と断熱揚程係数  $\psi_a$  を示した。この試験でのポンプ吐出圧力は 16MPa 以下であるので、実効率  $\eta_{tr}$  および実揚程係数  $\psi_{tr}$  との差は図 3 より高々 0.5% 以下である。液体水素による試験の結果については、断熱効率、断熱揚程係数、実効率、実揚程係数を示した。実効率と実揚程係数は、液体窒素の結果とかなり良く一致している。

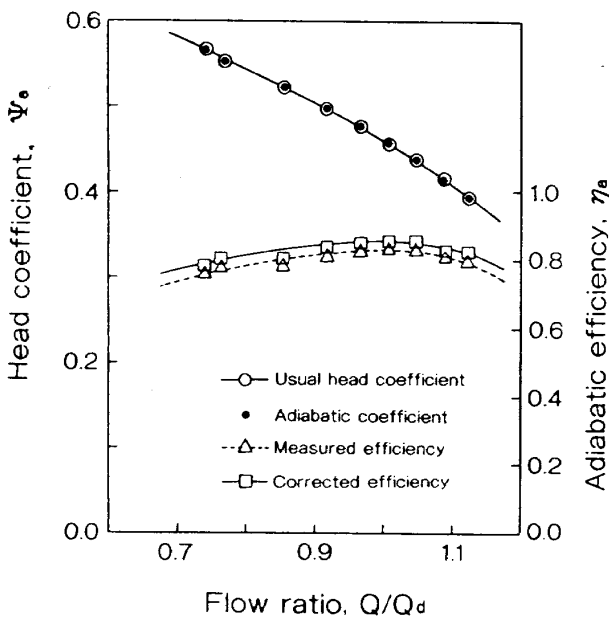


図 8 液体酸素ポンプ(メインポンプ)の性能

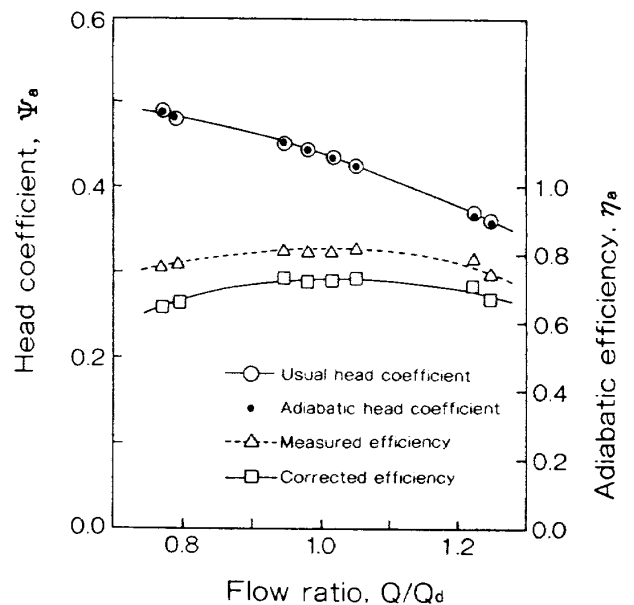


図 9 液体酸素ポンプ(スプリットポンプ)の性能

表2 ポンプ流体の主要物性値

	LOX	LN <sub>2</sub>	LH <sub>2</sub>	WATER
Pressure (MPa)	0.1013	0.1013	0.1013	0.0023
Temperature (K)	90.2	77.4	20.3	293
Density (Kg/m <sup>3</sup> )	1,140	808	70.8	998
Viscosity (N·s/m <sup>2</sup> )	1.96 × 10 <sup>-4</sup>	1.63 × 10 <sup>-4</sup>	1.32 × 10 <sup>-5</sup>	1.01 × 10 <sup>-3</sup>
Kinematic viscosity (m <sup>2</sup> /s)	1.72 × 10 <sup>-7</sup>	2.02 × 10 <sup>-7</sup>	1.86 × 10 <sup>-7</sup>	1.01 × 10 <sup>-6</sup>

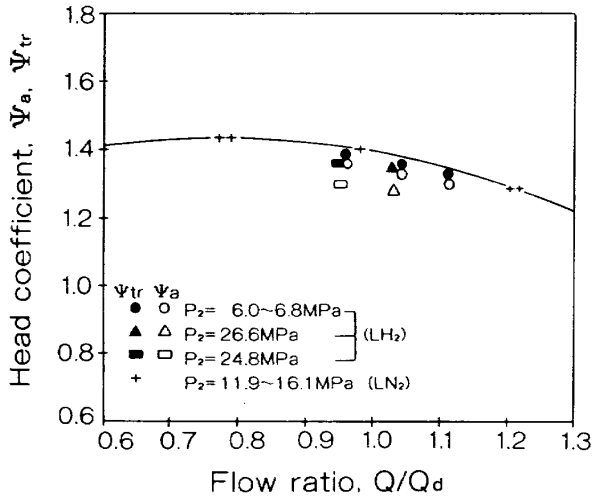


図10 液体水素ポンプの揚程

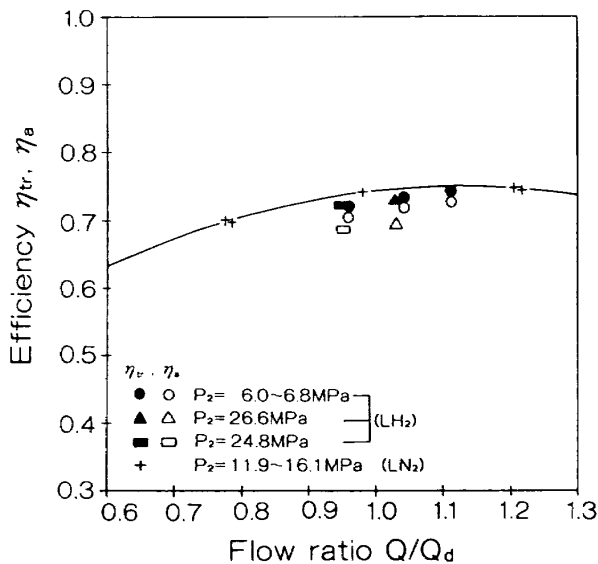


図11 液体水素ポンプの効率

上記の事実から、次のような推論がなされる。すなわち、ここに提示した実効率と実揚程がより真実に近い効率と揚程を示すものである。したがって、たとえば非圧縮性を仮定できる範囲で求めた効率と揚程は圧縮性の大きな極低温流体での実効率と実揚程に近い値を示すものと考えられる。

また、圧縮性の大きな極低温流体について、断熱効率と断熱揚程を用いて真に近い効率と揚程を知ろうとするときは、図2, 3, 4などによって、補正する必要がある。なお、表2に示したように、液体酸素、液体窒素および液体水素の動粘性係数は、ほぼ等しいので、ここに示した結果については、レイノルズ数の影響は比較的少ないものと考えられる。

## 5. むすび

これまで、圧縮性の比較的少ない極低温流体に対して断熱効率を用いることが極めて有効であることを示してきた。ロケット用大型高圧極低温ポンプの開発にあたり、再度圧縮性の大きな液体水素に対してポンプ性能評価法の確立が必要となった。ポリティローブ効率と類似な効率と揚程（実効率と実揚程）を定義して試験結果と比較した。その結果、この実効率と実揚程はポンプの真の効率および揚程により近いものであることが確認できた。

最後に、本報告書の作成にあたり数値計算、図面の作成などにおいて協力をいただいた航技研角田支所ロケット流体機器研究室に勤務する佐藤やす子女史に深謝します。

## 文 献

- 1) 上條：日本機械学会論文集（B編），52-481（昭61-9），3266.
- 2) 渡辺（義），渡辺（光），上條：航技研報告，TR-963（昭63-3）.
- 3) 上條，平田：日本機械学会論文集（B編），50-449（昭59-1），226.
- 4) O. E. Balje: Turbomachine, (1980), 11, John



- & Sons, Inc.
- 5) 大橋：流体機械，（昭62），28，森北出版.
  - 6) 妹尾：内部流れ学と流体機械，（昭48），191，養賢堂.
  - 7) H. Schlichting：Boundary Layer Theory, 6th ed., McGraw-Hill, (1968), 609.
  - 8) A. J. Stepanoff：Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd ed., Wiley, (1967), 208.
  - 9) R. D. McCarty：NBS, Tech. Note 1025 (1980).

---

## 航空宇宙技術研究所報告1031号

平成元年6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