LE-7 液酸ポンプインデューサの試作研究*

上 條 謙二郎^{*1}, 吉 田 誠^{*1}

Experimental Study of LE-7 LOX Pump Inducer

Kenjiro KAMIJO and Makoto YOSHIDA

A liquid oxygen turbopump has been developed for the main engine (LE-7) of the H-II rocket. The turbopump requires a high-flow and high-pressure liquid oxygen main pump. Because the LE-7 engine does not use a low-speed and low-pressure pump ahead of the main pump which is applied to the space shuttle main engine, it is very important to operate the main pump at higher speed for smaller size and lighter weight of the turbopump. The operational speed was restricted by the suction performance of the main pump inducer with the present turbopump. This paper shows both the design and test results of the inducer. In particular, a problem of supersynchronous shaft vibrations and its suppression method are described in more detail. The shaft vibration is considered to be closely related to rotating cavitation in the inducer.

Key Words: High-Speed Pump, Inducer, Cavitation, Rotating Cavitation, Rocket Engine

1. まえがき

現在わが国においては、次期宇宙輸送系 H-II ロケット第 1 段主エンジン (LE-7) の開発が進んでいる。同エンジンには、主燃焼器とプリバーナ (タービン駆動ガスを生成する) に液体酸素を供給する液酸ポンプが用いられる。LE-7 エンジンは推力が大きく、また高压燃焼を採用しているため、液酸ポンプは大流量で高吐出し圧を要求される大出力ターボ機械である。一般にロケットポンプは高速化によって軽量を追求するが、インデューサを用いてもインデューサ自身の制約によって必ずしも十分な高速を達し得ない場合がある。たとえば、スペースシャトル主エンジン (SSME) では、1 推進薬に対して吸込みを主目的とするブーストポンプとこれを昇圧する目的の高压ポンプの 2 個を用いている。LE-7 エンジンにおいては、構造の単純さを優先して、前記ブーストポンプを省略する方式を採用した。したがって、インデューサの使用条件は極めて厳しく、その吸込性能が液酸ターボポンプ (酸素供給ポンプとこれを駆動するタービンの総称) の回転数を決

定することとなった。

本報告は、LE-7 液酸ポンプのインデューサについて述べたものであり、特にその設計、吸込性能ならびにキャビテーションが原因と考えられる軸系振動とその抑制策について示した。従来、インデューサについては、吸込性能や流体システム振動に影響を持つ諸特性についてかなり詳しく調べられている^{(1)~(4)}。しかし、著者らが本インデューサの開発で経験したインデューサのキャビテーションと軸系振動の関係についての報告は極めて少ないうえに、その対策についてはほとんど触れられていない。

2. 液酸ポンプの概要

図 1、表 1 にそれぞれ LE-7 液酸ターボポンプの概略形状と主要設計諸元を示した。約 200 L/s の液体酸素はインデューサによって吸込み・昇圧される。主ポンプ吐出し流体の約 20% がプリバーナポンプに送られ、約 30 MPa に昇圧される。両ポンプは 1 段の高压衝動タービンで駆動される。大流量のうえ低吸込圧力を満たすインデューサは外径を大きくする必要があり、主ポンプ羽根車と直結方式にした場合、主ポンプ羽根車の入口径/出口径の値が大きくなり高い効率は望めない。したがって、インデューサと主羽根車の間に案内

* 原稿受付 平成 3 年 4 月 4 日。

^{*1} 正員, 科学技術庁航空宇宙技術研究所角田支所 (〒981-15 角田市君萱字小金沢 1)。

図 1 LE-7 液酸ターボポンプ

羽根を設け、主ポンプ入口径を小さくした。またこの案内羽根に軸受を支える機能を持たせた。羽根車を支える軸受は共に液体酸素により冷却される自己潤滑方式であり、ポンプ軸シールはカーボン製のフローティングにより行っている。また軸方向軸推力調整は主ポンプ羽根車の後面シュラウドをバランスディスクとするバランスピストンによって行った。

3. インデューサと試験装置

インデューサの主要設計諸元を表 2 に示した。NPSH はインデューサ入口全圧と飽和蒸気圧の差のヘッドである。ヘリカル形状の 3 枚羽根インデューサであり、羽根前縁リーディングエッジは後退翼形状である。入口部は平板翼(チップソリディティ:チップ翼長さ/チップ翼ピッチ ≈ 0.5)とし、出口部を円弧翼(チップソリディティ ≈ 1.25)とした。本インデューサは揚程が大きくなると、入口部における翼高さも大きいため、特に入口部において羽根に加わる負荷が大きい。いくつかの羽根形状に対する内部流れ解析⁽⁵⁾と応力解析の繰返しにより形状を決定した。リーディングエッジの最終形状を表 3 に示した。 R , Z_s , β_1 , α_w , T_0 はそれぞれ羽根半径、リーディングエッジ軸方向後退距離、羽根入口角度、リーディングエッジくさび角度、羽根厚み、である。羽根根本の応力を抑えるためハブにおける羽根厚さをかなり大きくする必要があった。それでも羽根根本の最大応力は 1200 MPa と大きいため液体酸素中で強度を増すインコネル 718 で製作することとした。なお解析から、流体力と遠心力によってインデューサの羽根は若干変形することが明らかとなったが、この影響は無視して設計した。インデューサケーシング(図 2)については、後述の軸振動の抑制を目

表 1 液酸ポンプの主要設計諸元

Rotational speed (rpm)	20,000
Main pump	
Mass flow (kg/s)	229.1
Pressure rise (MPa)	20.9
Efficiency (%)	75
Preburner pump	
Mass flow (kg/s)	43.8
Pressure rise (MPa)	11.4
Efficiency (%)	65

表 2 インデューサの主要設計諸元

Rotational speed, N (rpm)	20,000
Required NPSH (m)	30.0
Suction specific speed, S ($\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{s}^{-1}$)	2.10
Cavitation number, K	0.017
Number of blades	3
Inlet flow coefficient*, ϕ_1	0.083
Outlet flow coefficient*, ϕ_2	0.104
Inducer head coefficient*, Ψ	0.097
Tip diameter, D_t (mm)	149.8
Inlet tip blade angle, β_{11} (degree)	7.50
Outlet tip blade angle, β_{12} (degree)	9.50

* Values for 1.07 times the quantity of nominal flow

表 3 インデューサリーディングエッジ寸法

R (mm)	Z_s (mm)	β_1 (°)	α_w (°)	T_0 (mm)
18.73	0	27.68	10.50	6.13
20.00	0.03	26.25	10.22	5.98
30.00	1.61	18.20	7.96	4.75
40.00	3.04	13.84	5.70	3.52
50.00	4.93	11.16	4.86	3.08
60.00	6.92	9.33	4.01	2.65
70.00	10.42	8.02	3.16	2.21
74.90	14.22	7.50	2.75	2.00

的として、数種類を試作したが、その代表的形状寸法を表 4 に示した。

インデューサの諸特性は、液酸ターボポンプの試験で取得したものである。本設備(図 3)では液体酸素ならびに液体窒素をポンプ流体とすることができる。10 m³の供給タンクから導管を経てインデューサにより吸込まれたポンプ流体は主ポンプならびにプリバーナポンプで高圧状態となり、おのおの受タンクに導かれる。タービン駆動は室温の高圧水素ガスか、または高圧水素ガスと高圧液体酸素を推進薬とするガス発生器の水素過濃高圧燃焼ガスによって行う。インデューサの流量は主ポンプおよびプリバーナポンプのそれぞれの吐出し管のタービン流量計で測定した値の和で求めた。圧力はすべてのストレインゲージ式センサにより求めた。温度測定はすべて銅-コンスタンタンの熱電対を用いた。この熱電対による測定によって LE-7 液体

表 4 インデューサケーシング寸法

	Inside diameter of inlet ring, D_1 (mm)	Inside diameter of first half of liner, D_2 (mm)	Inside diameter of latter half of liner, D_3 (mm)
Casing A	150.8	150.8	151.4
Casing B	151.3	151.3	151.3
Casing C	153.0	151.3	151.3

図 2 インデューサケーシング形状

図 3 液酸ターボポンプ試験設備

酸素ポンプの性能が精度よく求められることはすでに文献(6)に示した。液酸ターボポンプの軸系振動は図4に取付状態を示した変位計により測定した。回転軸に対して40°の角度で取付けられているため、得られる出力は軸方向の出力と半径方向の振動が合成されたものである。さらに軸振動の方向性を知る必要が生じたため図5に取付状態を示す軸変位計も使用した。ただしこの方法は入口流れを乱すばかりでなく、センサの破損が生じた場合、危険性が大きいので、数回の試験のみに用いた。なお、本ターボポンプの軸系の構造設計などは文献(7)に詳しく示されている。

4. 吸込性能と軸振動

図6の“+”記号で示した実験点は、表4のケーシングAを使用したときの、インデューサ入口キャビテーション係数 K に対する揚程曲線である。本試験では回転数が設定値に達してから入口圧力を低下させているため、広範囲のキャビテーション係数に対するインデューサ揚程係数 ψ が得られている。なお、 $K=2(p_1-p_c)/\rho W_1^2$ であり p_1 , p_c , ρ , W_1 はそれぞれインデ

図 5 半径方向軸振動センサ取付位置

図 4 軸振動センサ取付位置

図 6 インデューサの吸込性能

ューサ入口の圧力, 飽和蒸気圧力, 密度, 相対速度である。 $\Psi = H_i / (U_i^2 / g)$ であり, H_i , U_i , g はそれぞれインデューサ揚程, チップ周速, 重力の加速度である。また図7に同一試験において, 図4の方法により求めた軸振動の三次元スペクトル解析の結果を示した。インデューサの揚程は, インデューサ出口案内羽根の出口部静圧と平均速度(計算値)を用いて算出した。まずキャビテーション係数 $K \approx 0.014$ (吸込比速度 $S = 2.40$) においても, インデューサの揚程低下はほとんどなく設計値を十分満足した。ただし, $K = 0.02 \sim 0.05$ の間の揚程曲線はフラットでなく, 特に $K = 0.027$ 付近で大きな揚程の落ち込みが見られる。この揚程が不安定とな

図7 軸振動の解析

(a) 軸振動の解析

(b) 半径方向軸振動の解析

図8

る $K = 0.02 \sim 0.05$ の間に図7では回転周波数以上の軸振動が現れている。特に $K = 0.027$ 付近での揚程の最も大きな落ち込みと図7の回転同期振動振幅の急増加は時間的によく一致するものである。この軸振動の主たる方向成分を調べるために, 図5に示した軸変位計をも用いた試験を試みた。主羽根車前面シラウドならびにインデューサ軸先端部で測定した軸系振動の三次元スペクトル解析の比較を図8(a), (b)に示した。この試験においても図7と同様に時間の経過とともに入口圧力は低下している。両者はよく対応しており, この軸振動の主成分は半径方向のものであることが確認された。図8(b)のインデューサ軸先端の振動振幅が大きいことは, この振動がインデューサ入口付近から強い影響を受けていることを示唆している。

同様な軸振動は数多くの試験で発生した。図9に同一ターボポンプで発生した同軸振動のキャビテーション係数と周波数比(同振動周波数 f_{NN} の回転周波数 f_N に対する比)の関係を示した。インデューサケーシングAを用いた試験であり, インデューサ入口流量係数はすべて $\phi_1 = 0.098 \sim 0.102$ の範囲にある。液体酸素, 液体窒素に関係なく $K = 0.026 \sim 0.054$ の範囲において $f_{NN}/f_N = 1.0 \sim 1.16$ の軸振動が認められる。またキャビテーション係数の低下に伴って, f_{NN} は低下する傾向も認められる。さらに, インデューサ入口流量係数ならびにインデューサチップすきまの大きなほどこの現象は弱まる傾向も認められた。

以上の事実と著者らがすでに報告したインデューサの旋回キャビテーションの特徴^{(8)~(10)}, ならびにRosenmanが示すインデューサ運転時の軸系荷重の測定結果⁽¹¹⁾の比較から, この軸振動はインデューサで発生する旋回キャビテーションに起因するものと判断した。なおこの判断の根拠とした旋回キャビテーションの特徴などについては付録に示した。以下この振動をキャビテーションによる軸振動と呼ぶことにする。

図9 周波数とキャビテーション係数の関係

5. キャビテーションによる軸振動の抑制

付録に示したインデューサの可視観察の結果などから、旋回キャビテーションはインデューサのチップキャビテーションと深くかかわっていることが推定された。そこでチップすきまを変えた試験を試みた。既述のように、チップすきまを大きくすることによって現象が弱まる傾向は認められたが、キャビテーションによる軸振動を完全に抑制することはできなかった。

次にインデューサ入口リングの内径 D_1 の軸振動に及ぼす影響を調べた。その結果、インデューサ入口部半径チップすきま $C_2=0.75\sim 0.8\text{ mm}$ に対して

$$D_1 \geq D_2 + 2C_2 = D_2 + (D_2 - D_i) \cdots \cdots (1)$$

とした場合に、キャビテーションによる軸振動がほぼ消滅した(図10)。また図6に“○”記号でこの場合のインデューサの揚程曲線を示した。表3のケーシングCを用いた試験である。図6の“+”記号の揚程に見られたインデューサの揚程の落込みなどの不安定さがほとんど認められない。

以上のようにインデューサの流量係数ならびにチップすきまが大きい程キャビテーションによる軸振動が弱まる傾向にあること、インデューサ入口リング内径を式(1)のごとく大きくしたことによって同現象がほぼ消滅したこと、さらに同現象の原因が旋回キャビテーションとほぼ断定できることから、同現象はインデューサチップキャビテーションあるいは入口チップ付近の逆流と深くかかわっているものと推定される。

6. むすび

LE-7 液酸ポンプには、高い吸込性能と高い揚程を必要とする高負荷インデューサが必要となった。従来の流力ならびに構造設計によって要求される流力性能は得られたが、同インデューサが回転周波数に対して1.0~1.2倍程度の周波数を持つ軸振動の発生原因と

なっていることが明らかとなった。この軸振動はインデューサに発生する旋回キャビテーションによるものと判断して、その抑制方法を検討した。式(1)を満足するインデューサケーシングを用いることによって、この軸振動を抑制することができた。すなわち旋回キャビテーションを抑制できたものとする。従来インデューサの最高回転数などの使用限界を決める一つの要因として、キャビテーションに伴う振動の問題があった。本報告はインデューサのさらなる高速化に対する一つの指針を与えるものとする。

なお、本研究はLE-7 ロケットエンジン開発プロジェクトの一環として行われたものである。関係者各位に心から感謝の意を表す。

〔付録 旋回キャビテーションの特徴〕

直径 $D_i=127\text{ mm}$ 、入口チップ羽根角度 $\beta_{i1}=10^\circ$ 、出口チップ羽根角度 $\beta_{i2}=12^\circ$ の三枚羽根ヘリカルインデューサの可視観察^{(8)~(10)}などにより旋回キャビテーションのいくつかの特徴が明らかにされている。図11に旋回キャビテーションが発生した条件が示されている。流量係数の増加に伴って旋回キャビテーションは発生しにくくなっている。この旋回キャビテーション発生時の高速度写真を図12に示した。インデューサが一回転する間の三枚の羽根に発生するキャビティを示している。おのおのの羽根についてチップキャビティならびに羽根表面キャビティ長さ $l_c(t)$ の変化を高速度写真で読取ったのが図13である。ただし無次元化に用いた S_i 、 S_m はそれぞれインデューサチップならびに羽根高さの中間におけるピッチである。特徴的なことは、キャビティの旋回速度がインデューサの回転速度よりも早いことである。このキャビティ長さの変化をケーシングの一点で観測した周波数は、インデューサリーディングエッジの直前で測定した圧力の周

図10 軸振動の解析

図11 インデューサの吸込性能曲線

図 12 三枚の羽根上のキャビティの変化
(旋回キャビテーション：軸の 2/3 回転相当)

図 13 キャビティ長さの変化
(図 12 の旋回キャビテーション)

波数と極めて良く一致し、しかも回転周波数の約 1.18 倍であった。したがって、旋回キャビテーション発生時には、インデューサには同周波数の半径方向荷重が作用しているものと考えられる。さらに旋回キャビテーションの旋回速度がインデューサの回転速度と一致した定常非対称キャビテーションも観測され、この場合のリーディングエッジ直前で測定した圧力変化の周波数は回転周波数と一致している。

文献(11)は、旋回キャビテーションを調べたものではないが、直径 $D_t = 152.4$ mm, チップ入口角 $\beta_{t1} = 8.99^\circ$ の三枚羽根平板ヘリカルインデューサ運転時の駆動軸に加わる荷重が測定された。そのデータ例を図 14 に示した。 ψ_H はインデューサの揚程係数, τ はキャビテーションパラメータ $[(NPSH)2g/U_t^2]$, U_t はチップ周速, C_s は軸に加わる半径方向荷重の旋回速度とインデューサの回転速度の比, C_R は軸に加わる半径方向荷重と軸方向荷重の比, である。キャビテーションパラメータ $\tau = 0.045 \sim 0.072$ の範囲において軸に加わる荷重の旋回が測定され、しかもこの旋回速度はインデューサの回転速度の 1 ~ 1.18 倍である。この旋回速度は上記文献(8)~(10)の旋回キャビテーションの旋回速度ならびに本文に示した LE-7 液酸ポン

図 14 キャビテーションパラメータに対する
軸力と揚程係数

プインデューサのキャビテーションによる軸振動の周波数比によく対応している。また図 14 においてキャビテーションパラメータの低下とともに旋回速度は低下し、最終的には回転同期となるが、この場合にも明らかに半径方向荷重は発生している。この回転同期の状態は文献(8)~(10)の定常非対称キャビテーションに対応しているものと見ることができる。さらに、この回転同期となるキャビテーションパラメータ付近において、インデューサの揚程は大きく低下している。これらの特徴は図 11 ならびに本文の図 6 が示す特徴とよく対応している。以上より、図 14 に示された現象も旋回キャビテーションによってもたらされたものと考えられる。

文 献

- (1) Stripling, L. B. and Acosta, A. J., *Trans. ASME*, Ser. D, 84-3, (1962), 326-338.
- (2) 上條・鈴木, 航技研報告, TR-354(1973).
- (3) 高松・古川・石坂, 機論, 44-379(1978), 961-969.
- (4) Brennen, C. E., Meissner, C., Lo, E. Y. and Hoffman, G. S., *Trans. ASME, J. Fluid Eng.*, 104(1982), 428-433.
- (5) Pratt & Whitney Aircraft Florida Research and Development Center, NASA CR, 72712(1970).
- (6) 上條・佐藤・吉田・長尾, ターボ機械, 17-8(1989), 490-494.
- (7) 吉田・長谷川・志村・橋本, ターボ機械, 18-2(1990), 79-85.
- (8) 上條・志村・渡辺・藤田, 航技研報告, TR-598(1980).
- (9) Kamijo, K., Shimura, T. and Watanabe, M., NAL TR, 598 T(1980).
- (10) Kamijo, K., Shimura, T. and Watanabe, M., *ASME Paper*, 77-WA/FE-14(1977).
- (11) Rosenman, W., *Proc. Symp. Cavit. Fluid Mach.*, (ASME Winter Ann. Meet.), (1965), 172-195.