대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 E pp. 625~630 KSME 01S620

터보펌프 인듀서의 수치해석을 통한 성능예측

최창호*·이기수*·김진한*·양수석*

Numerical Study on the Hydrodynamic Performance Prediction of Turbopump Inducers

Changho Choi, Geesoo Lee, Jinhan Kim and Sooseok Yang

Key Words: Inducer(인듀서), Cavitation(공동화), Turbopump(터보펌프), Rocket engine(로켓엔진)

Abstract

The inducers in liquid-rocket engines are to increase the inlet pressure of the pump to avoid any malfunction due to cavitation. Inducers are typically designed to be operated with some amount of cavitation for the compactness of the turbopump system. Also, inducers are designed to produce low headrise to prevent the decrease of the overall pump efficiency due to the low efficiency of inducers. In the present paper, a computational study on the hydrodynamic behavior of the inducer for the rocket-engine turbopump are presented including the effect of the mass flow rate under the constant rotational speed. As the mass flow rate is decreased, the inducer showed better performance with strong back flows which may have deleterious effects upon the anti-cavitation ability. But the adopted inducer showed very low headrise with high volume flow rates, which may be caused by the small passage area near the trailing edge. The modified version of the present inducer is proposed and numerically evaluated, which in turn showed better results.

1. 서 론

액체로켓은 액체 연료와 산화제를 연소시켜 분사시킴으로써 추진력을 얻는다. 고추력과 고효율을 얻기 위해서는 액체연료와 산화제가 가압상태로 연소실에 공급되어야 하는데, 이에는 크게 두 가지 방식이 있다. 즉, 고압의 연료를 탱크에 직접 저장하는 가압식과 저압으로 탱크 내에 저장된 연료를 터보펌프로 가압시키는 터보펌프 방식이 있다. 가압식은 구조가 간단한 장점이 있지만, 고압을 지탱하기 위하여 탱크의 벽 두께가 두꺼워져야 하므로 엔진의 비추력이 낮아지는 단점이 있다. 반면, 터보펌프 방식은 고속으로 회전하는 터보펌프와 관련한 진동 및 공동화 (cavitation) 제어 등의 고도의 기술을 필요로 하지만 공급탱크의 경량화가 가능하며 비추력을 크게 할 수 있는 장점이 있다.[1] Fig. 1은 터보펌프와 가스발생기를 적용한 개방형 액체로켓엔진의 개요도를 간략하게 나타낸다.

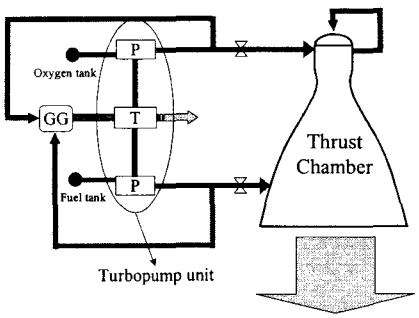

Fig. 1 Schematic diagram of liquid rocket engine system
(P=pump, T=turbine, GG=gasgenerator)

인듀서는 이러한 액체로켓용 터보펌프시스템의 주요한 구성품의 하나로서 고속으로 회전하는 원심펌프의 공동화방지를 위해 임펠러 앞에 장착되어 성능저하 없는 최소 유효흡입수두 (NPSH)를

* 한국항공우주연구원 터보기계연구그룹

낮춰주는 역할을 한다.[2] 인듀서가 장착된 펌프의 경우 심각한 성능저하 없이 낮은 입구 압력을 유지할 수 있는 장점이 있다. 일반적으로 인듀서는 익단와류(tip vortex flow)와 블레이드를 따라 어느 정도 공동화가 발생한 상태에서 운전하게되며, 입구에서 발생한 기포가 출구로 전파되는 것을 방지하기 위하여 큰 현절비를 갖는다. 또한, 임펠러에 비해 상대적으로 작은 수두상승을 가져오도록 설계를 한다.

인듀서에 대한 연구는, 현절비가 매우 크고 익단역류, 통로와류 등의 점성이 강한 복잡한 난류 유동장이 형성되며 또한 공동화예측에 대한 수치적 어려움으로 인하여, 유로내부유동의 가시화, 흡입성능, 공동화의 발생이 흡입 성능에 미치는 영향 등의 시험적 연구가 주로 이루어져왔다.[3,4] 그러나 90년대에 이르러 중앙처리장치의 비약적인 성능증가와 공동화예측을 위한 수학적 모델에 대한 접근이 이루어지기 시작하면서 최근 많은 수치해석적 연구가 진행되고 있다.[5-7]

본 연구에서는 인듀서의 공동화를 배제한 수력성능에 대한 연구가 이루어졌다. 유량변화에 따른 인듀서의 성능변화가 관찰되었으며, 성능개선을 위한 연구가 이루어졌다. 향후 항공우주연구원에서 인듀서 성능시험을 통하여 본 연구에 적용된 해석방법을 심도 있게 검증하고자 한다.

2. 수치해석

Table 1 Geometric details of the inducer

Parameter	Value	Parameter	Value
Blade No.	2	Blade angle at leading edge midspan (β_{1L})	16.6°
Solidity	2.9	Blade angle at trailing edge midspan (β_{2L})	29.8°

2.1 Inducer 형상

해석에 쓰인 인듀서는 변동피치 (variable pitch), 앞전의 젖힘 (leading edge back sweep) 등의 매우 복잡한 형상을 가지고 있다. Table 1에 인듀서의 형상정보를 나타내었다.

Fig. 2와 Fig. 3에는 인듀서의 크기 및 3차원적인 형상을 도시하였다. Fig. 3에서 하류로 갈수록 피치가 증가하는 것을 볼 수 있다. 인듀서의 블레이드는 $r \cdot \tan\beta_L = const.$를 이용하여 생성하였다. r은 인듀서 중심으로부터의 반경방향거리를 나타낸다.

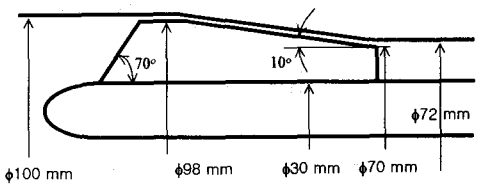

Fig. 2 Dimensions of the inducer

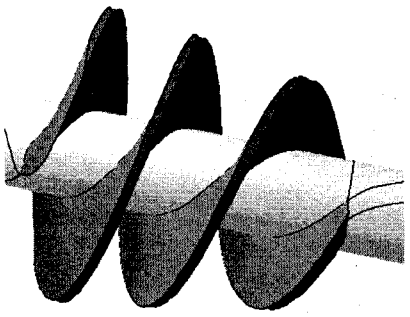

Fig. 3 A 3-D view of the inducer

2.2 수치해석 방법

본 연구에서는 상용유동해석기인 Fine/Turbo[8]를 이용하여 인듀서를 해석하였다. Fine/Turbo는 공간차분법으로 가점성을 포함하는 중심차분법, 시간차분법으로 Runge-Kutta 시간전진법을 사용한다. 또한 비압축성 유동을 해석하기 위하여 예조건화기법을 채택하였다. 수렴가속을 위해 다중격자법, 잔류항평균법 (residual smoothing) 등을 사용하였다. 난류모델로는 계산시간을 줄이기 위해 표준 k-ε 모델을 채택하였다. 입구경계조건으로 축방향으로의 균일유동을 주었으며, 출구에서는 반경방향 힘평형을 고려한 정압을 주었다. 인듀서 회전속도는 4,000 RPM을 주었다. 계산 경계영역은 입/출구 경계의 영향을 줄이기 위해 앞전(leading edge)에서 1.5D 앞쪽에 입구를 위치시켰으며, 출구는 뒷전 (trailing edge)에서 1D 뒤쪽에 위치시켰다.

계산 영역은 크게 3가지의 블록으로 나누었다.

주유동영역, 익단간극영역, 뒷전이 뭉툭하므로 뒷전영역 등으로 나누어 격자를 생성하였다. Fig. 4에 계산에 쓰인 격자계를 나타내었다. 약 80,000개 정도의 격자점이 사용되었으며, 벽면으로부터 첫 번째 격자의 y+ 값이 20~200 정도가 되도록 격자를 분포하였다.

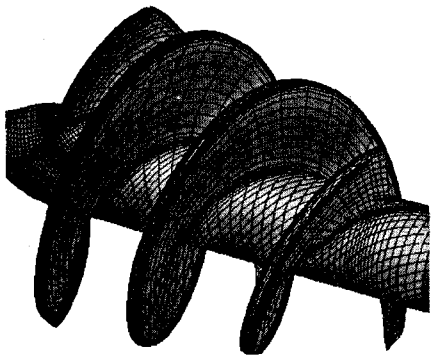

Fig. 4 Computational grid for the inducer

3 계산결과 및 토의

계산은 동일회전수 (4,000 RPM)에 대하여 설계유량을 포함한 4개의 작동점, 즉, 113%, 100%, 87%, 73%의 유량에 대하여 수행되었다. 이때 중요한 설계변수인 앞전의 중심점에서 입구유동각 (β_1), 받음각 (i, incidence angle), 체적변수 ($q_1 = \tan(\beta_1/\beta_{1L})$, volumetric parameter)를 나타내면 다음과 같다.

Table 2 Computational conditions

	$\dot{m}$	β_1 (deg.)	i (deg.)	q_1
case 1	73%	7.77	8.83	0.46
case 2	87%	9.16	7.44	0.54
case 3	100%	10.5	6.05	0.62
case 4	113%	12.1	4.50	0.72

여기서 각도는 회전방향에 대하여 정의되었으며, q_1은 받음각이 앞전익단의 역류 (back flow)에 미치는 영향을 나타내는 계수로서, 작은 값을 가질수록 앞전익단에서 역류가 심해짐을 나타낸다. Fig. 5에 회전방향으로 평균된 유선분포를 표시하였는데, q_1이 작아질수록 앞전에서 역류가 커짐을 알 수 있다. 역류가 심해지면, 익단에서 발생한 기포가 유동을 따라 앞으로 확산되어 인듀서의 성능에 부정적인 영향을 주는 것으로 알려져 있다.[4]

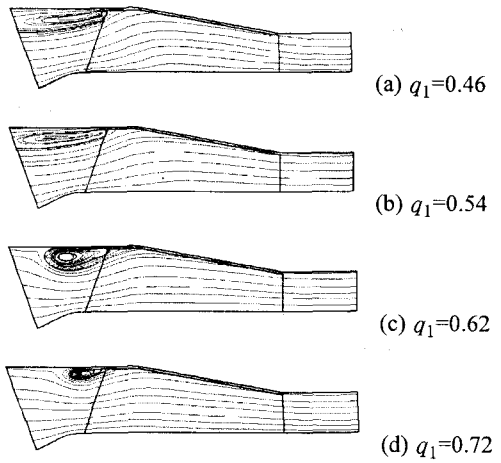

Fig. 5 Streamline distributions with different values of q_1

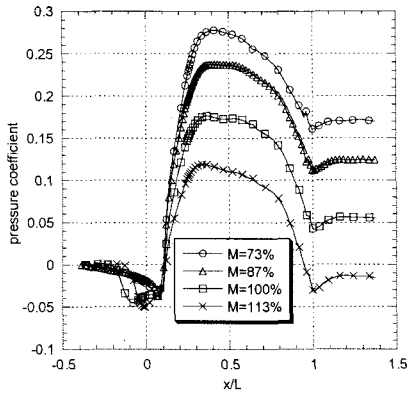

Fig. 6 Static pressure distributions at the shroud surface

Fig. 6에 쉬라우드표면에서의 압력계수분포를 나타내었다. 역류의 크기가 적을수록 블레이드 앞전에서의 압력저하가 심하게 나타남을 알 수 있으며, 유량이 적을수록 받음각이 커져서 압력계수의 상승이 커지는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 7에서 관찰되듯이 역류 영역에서 유동속도가

상대적으로 커짐으로써 나타나는 현상으로 판단된다. Fig. 6에서 압력계수는 식 (1)과 같이 정의하였다.

$$C_p = 2(p - p_1)/(\rho U_{T1}^2) \quad (1)$$

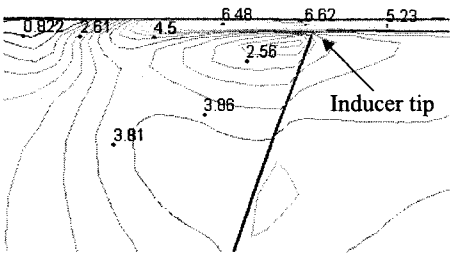

Fig. 7 Absolute velocity magnitude contours at the leading edge tip (M=113%)

Fig. 6에서 하류로 가면서 압력이 증가하다 감소하는 것을 관찰 할 수 있는데, 이러한 현상은 Fig. 8의 블레이드 표면압력분포에서 관찰 할 수 있다. 앞전 익단에서 블레이드의 속도가 커짐으로써 압력저하가 발생하며, 뒤로 가면서 압력이 상승하다가 블레이드 뒷전에서 다시 압력이 감소하는 것을 볼 수 있다.

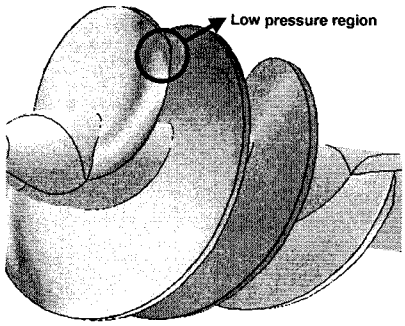

Fig. 8 Static pressure contours on the blade surface

블레이드를 따라 흡입면과 압력면의 압력을 표시한 Fig. 9에 관찰되듯이 하류에서 쉬라우드면이 낮아지기 때문에 유로가 좁아져서 축방향속도가 증가해 흡입면의 압력이 오히려 압력면의 압력보다 커져서 유체의 에너지를 블레이드가 받기 때문으로 판단된다. Fig. 10에 원주방향으로 평균된 수두상승을 나타내었는데, 앞전 부근에서 받음각으로 인하여 수두가 상승하다 Fig. 6과 같이 하류에서 떨어짐을 관찰 할 수 있다.

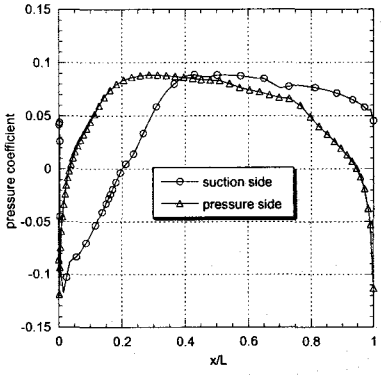

Fig. 9 Pressure coefficient distributions near the blade hub

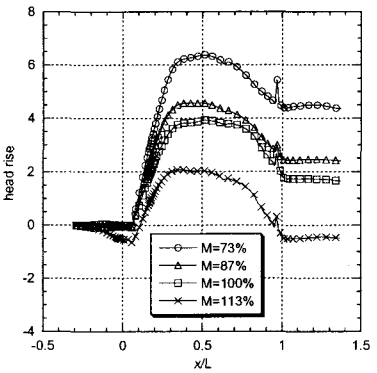

Fig. 10 Circumferential averaged head rise along the midspan

Fig. 11에 인듀서의 성능곡선을 나타내었는데, 유량이 줄어들수록 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 그러나 효율은 유량계수가 0.09까지 상승하다 다시 감소한다. 이것은 역류가 커짐으로 인하여 손실이 증가하기 때문으로 판단된다. 유량계수 및 수두계수의 정의는 식 (2)와 같다. 인듀서의 효율이 임펠러의 효율과 비교하여 상대적으로 낮기 때문에 인듀서의 수두는 일반적으로 낮게 설계된다. (수두계수 $\psi \leq 0.3$)

$$\phi = Q/(A_1 U_{T1}), \quad \psi = (P_{t2} - P_{t1})/(\rho U_{T2}^2) \quad (2)$$

여기서 A_1은 입구면적, U_{T1}, U_{T2}은 각각 입, 출구 익단속도를 나타낸다.

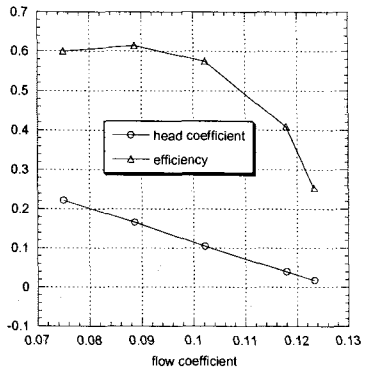

Fig. 11 Performance characteristics of the inducer

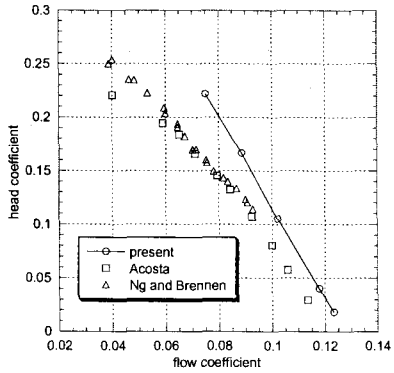

Fig. 12 Head coefficient vs. flow coefficient in comparison with experimental data

Fig. 12에는 Acosta[9] 및 Ng and Brennen[10]의 실험결과와 비교하여 계산 결과를 나타내었다. 실험 인듀서의 형상이 계산 형상과 다르므로 절대 값은 차이를 보이지만 전체적으로 경향이 일치함을 알 수 있다. 그러나 본 연구의 계산결과로 저유량에서 곡선의 기울기가 실험 값보다 크게 나타난 것은 역류 및 2차 유동의 강도가 심해지므로, 난류모델 등 수치해석의 한계로 인하여 손실을 좀 더 작게 예측한 것으로 판단된다.

일반적으로 인듀서는 하류에서의 유동 손실을 줄여 효율을 높이기 위해 뒷전으로 가면서, Fig. 13(a)와 같이 쉬라우드면을 내리거나, 또는 Fig. 13(b)와 같이 허브면을 올려주는 형상을 가지게된다.(4) 본 연구에 사용된 인듀서는 Fig. 13(a)와 같은 뒷전으로 갈수록 허브의 반경은 일정한 반면

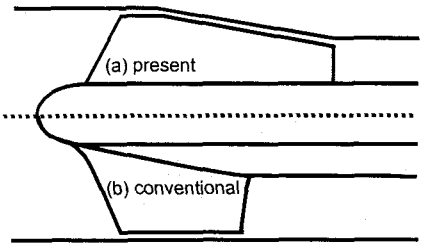

Fig. 13 Possible inducer geometries

쉬라우드의 반경이 줄어드는 형상을 가지고 있다. 따라서 면적의 감소와 함께 쉬라우드 반경감소로 인한 수두의 감소가 동반하게된다. 본 연구에서는 이러한 성능저하를 개선하기 위해 뒷전에서 허브와 쉬라우드의 높이를 높여주어, 출구면적은 약 6%, 출구 익단속도는 4.3% 정도 크게 함으로써 인듀서를 재설계 하였으며, 이 인듀서 모델에 대한 수치해석을 수행하였다. Fig. 14에 재설계된 인듀서의 형상을 나타내었다.

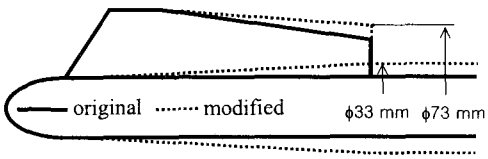

Fig. 14 Modified design of the inducer

Fig. 15는 재설계된 인듀서에 대한 성능곡선을 나타내는데, 수두와 효율이 크게 향상된 것을 볼 수 있다. 특히 고유량에서 효율이 크게 향상되었다. 기존 설계에서 뒷전 부근에서 압력이 크게 떨어져서 수두와 효율을 감소시킨 반면, 재설계에서는 이러한 현상이 없어졌기 때문으로 판단된다. Fig. 16에 나타난 바와 같이, 재설계 인듀서 허브면 하류에서 압력감소가 크게 완화된 것을 확인 할 수 있다.

이상에서 인듀서의 수력특성을 고찰해보았다. 인듀서의 장착목적은 임펠러 앞에서 전압을 상승시켜 임펠러에서의 공동화를 막는데 목적이 있다. 그러나 본 연구에서 해석된 인듀서는 하류에서 면적이 축소되어 압력이 급격히 떨어지는 현상이 발생하였다. 따라서 압력하강을 막기 위한 인듀서의 설계변경이 필요함을 알 수 있었다.

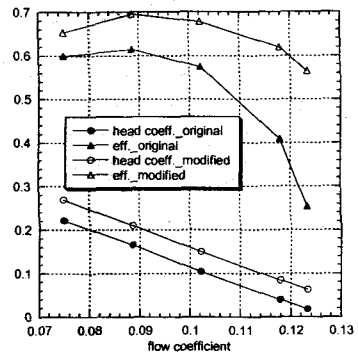

Fig. 15 Performance characteristics of the modified inducer

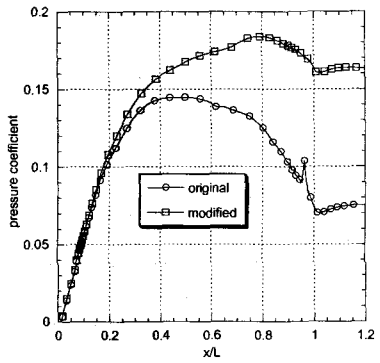

Fig. 16 Pressure coefficient distributions at hub

4. 결 론

터보펌프용 인듀서에 대한 수치해석적 연구가 이루어졌다. 특히, 유량에 따른 받음각, 체적변수의 변화에 대한 유동장의 변화 및 성능에 대한 정성적인 분석이 수행되었으며, 일련의 유동해석 결과로서 다음을 알 수 있었다.

(1) 체적변수가 감소함에 따라 역류가 증가하여 인듀서의 공동화방지에 부정적인 영향을 미친다. 그러나 체적변수의 감소는 받음각의 증가로 인하여 압력상승 또한 커지므로, 체적변수의 적절한 선택이 필요하다.

(2) 인듀서 하류의 면적을 좁혀줌으로써 인듀서의 흡입면의 압력이 압력면의 압력보다 커져서 수두가 감소하는 현상이 일어났다. 따라서 인듀서 하류의 허브와 쉬라우드면을 높여 면적을 증가시킴으로써 하류의 압력강하를 방지하고 수두와 효율을 효과적으로 높일 수 있었다.

참고문헌

(1) Huzel, D. K. and Huang, D. H., 1992, Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, AIAA Press.

(2) Brennen, C. E., 1994, Hydrodynamics of Pumps, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.

(3) Laksminarayana, B., 1981, Analytical and Experimental Study of Flow Phenomenon Noncavitating Rocket Pump Inducers, NASA contractor Reports No. 3471.

(4) Kamijo, K., Yoshida, M. and Tsujimoto, Y., 1993, "Hydraulic and Mechanical Performance of LE-7 LOX Pump Inducer," Journal of Propulsion and Power, Vol.9, No. 6, pp. 819-826.

(5) Deshpande, M., Feng, J. and Merkle, C., L., 1994, "Cavity Flow Predictions Based on the Euler Equations," ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 36-44.

(6) Vaidya, N., Athavale, M. M. and Singhal, A. K., 1998, "Numerical Simulation of Cavitating Flows in an Axial Pump Using a PDF-Based Cavitation Model," ISROMAC-7, Honolulu, Hawaii.

(7) Kunz, R. F., Boger, D. A., Chyczewski, T. S., Stineberg, D. R., Gibeling, H. J. and Govindan, T. R., 1999, "Multi-Phase CFD Analysis of Natural and Ventilated Cavitation About Submerged Bodies," Proceedings of ASMEN FEDSM-99.

(8) Fine/Turbo 4.11 Mnaual, 2000, Numeca Inc.

(9) Acosta, A. J., 1958, "An Experimental Study of Cavitating Inducers, Proceedings of the Second ONR Symposium on Naval Hydrodynamic," ONR/ACR-38, pp. 533-557.

(10) Ng, S. L. and Brennen, C. E., 1978, "Experiments on the Dynamic Behavior of Cavitating Pumps," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 100, No. 2, pp. 166-176.