터보펌프 인듀서의 유동해석

최창호*, 홍순삼**, 김진한***

Numerical Study on the Flow Analysis of a Turbopump Inducer

Chang Ho Choi*, Soon Sam Hong**, Jin Han Kim***

Abstract

In the present paper, a computational study on the hydrodynamic behavior of the inducer are presented including the effect of the mass flow rate. The adopted inducer showed very low head rise with high volume flow rates, which may be caused by the small passage area near the trailing edge. The static pressure distributions at the shroud surface are compared with experimental results showing very good agreements. The overall performance of the inducer such as, efficiency, head rise is also compared with experiments. The computational results are generally in good agreements with experimental ones near the design point, but at the high flow rate, the two results shows discrepancy.

초 록

액체로켓용 터보펌프 인듀서에 대한 수치해석적 연구가 이루어졌다. 다수의 유동조건에서의 쉬라우드 표면 정압분포, 수두 및 효율에 대한 계산이 수행되었으며, 실험값과 비교하였다. 쉬라우드 정압의 분포는 실험과 비교하여 잘 일치하는 결과를 얻을 수 있었으나, 입구의 역류가 심한 지역에서는 실험값과 차이를 보였다. 전체 성능, 즉, 수두 및 효율은 대체로 실험값과 잘 일치하였지만, 고유량에서 계산값이 실험치에 비하여 낮게 예측하는 것이 확인되었다. 본 연구에 채택된 인듀서의 경우, 유량계수가 0.074일 경우에 수력성능이 최고가 되었으며, 유량계수가 0.085이상에서 입사각이 양의 값을 가지게 되었다.

키워드 : 인듀서 (inducer), 터보펌프(turbopump), 수치해석(computation)

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

* 터보펌프개발그룹/cch@kari.re.kr
** 터보펌프개발그룹/sshong@kari.re.kr
*** 터보펌프개발그룹/jhkim@kari.re.kr

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]. 그림 1은 인듀서, 임펠러, 볼류트로 이루어진 일반적인 터보펌프를 나타낸다.

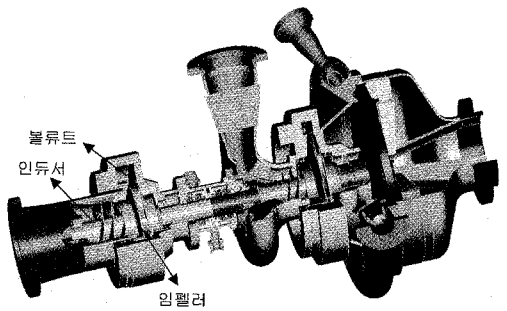


그림 1. 터보펌프의 형상

인듀서는 이러한 액체로켓용 보펌프시스템의 주요한 구성품의 하나로서 16,000RPM~50,000RPM 정도의 고속으로 회전하는 원심펌프의 공동화방지를 위해 임펠러 앞에 장착되어 성능저하 없이 펌프시스템의 최소 유효흡입수두 (NPSH)를 낮춰주는 역할을 한다[2]. 인듀서의 장착으로 낮은 입구전압으로도 펌프가 작동 가능하게 되므로 탱크의 무게를 줄일 수 있다. 일반적으로 인듀서는 익단와류와 블레이드를 따라 어느 정도 공동화가 발생한 상태에서 운전하게 되며, 입구에서 발생한 기포가 출구로 전파되는 것을 방지하기 위하여 큰 현절비를 갖는다. 또한, 임펠러에 비해 효율이 낮으므로 상대적으로 작은 수두상승을 가져오도록 설계한다.

인듀서에 대한 연구는, 현절비가 매우 크고 익단역류, 통로와류 등의 점성이 강한 복잡한 난류유동장이 형성되며 또한 공동화예측에 대한 수치적 어려움으로 인하여, 유로내부유동의 가시화, 흡입성능, 공동화의 발생이 흡입 성능에 미치는 영향 등의 시험적 연구가 주로 이루어져왔다[3-5]. 그러나 90년대에 이르러 전산처리장치의 비약적인 성능발전과 공동화예측을 위한 수학적 모델에 대한 접근이 이루어지기 시작하면서 최근 많은 수치해석적 연구가 진행되고 있다[6-10].

본 연구에서는 인듀서의 공동화를 배제한 수력성능에 대한 수치해석적 연구가 이루어졌다. 유량변화에 따른 인듀서의 성능변화가 관찰되었으며, 시험값과 비교/분석이 이루어졌다.

2. 인듀서 형상 및 수치해석기법

해석에 쓰인 인듀서는 변동피치, 앞전의 젖힘 등의 매우 복잡한 형상을 가지고 있다. 표 1에 본 연구에 사용된 인듀서의 주요 형상정보를 나타내었다[11].

표 1. 인듀서의 형상정보

Parameter	Value	Parameter	Value
Blade No.	2	Tip blade angle at leading edge (β_{1bl})	7.9°
Back sweep angle at leading edge	20°	Average blade angle at leading edge (β_{1bm})	12.1°
Tip solidity	2.8	Tip clearance	1mm

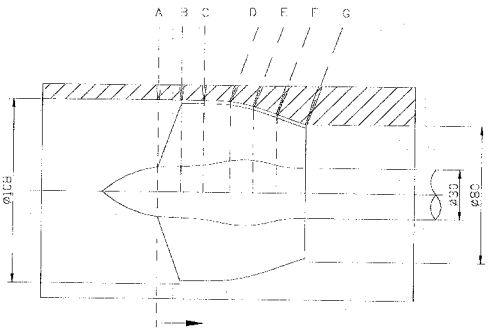


그림 2. 인듀서의 형상과 압력센서의 위치

그림 2와 표 2에는 시험 및 계산에 사용된 인듀서의 형상과 압력측정탭의 위치를 나타내었다. 시험과 계산은 상온의 물에 대하여 수행되었다. 그림 3에는 인듀서의 3차원적인 형상을 도시하였다. 인듀서의 날개형상은 일반적으로 쓰이는

$r \cdot \tan\beta_b = const.$를 이용하여 생성하였다. r은 인듀서 중심으로부터의 반경방향거리를 나타낸다.

표 2. 압력측정탭의 위치

tap	A	B	C	D	E	F	G
z(mm)	0.0	13.8	27.0	43.0	56.7	70.7	88.0

본 연구에서는 Fine/Turbo[12]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, 잔류항 평균법(residual smoothing) 등을 사용하였다. 난류모델은 인듀서의 복잡한 형상에 따른 격자의 벽면밀착에 대한 제약과 계산시간을 줄이기 위해 확장된 표준 k-ε모델을 채택하였다. 입구경계조건으로 축방향으로의 균일유동을 주었으며, 출구에서는 반경방향 힘평형(radial equilibrium)을 고려한 정압을 주었다. 계산 경계는 입/출구 경계의 영향을 줄이기 위해 앞전 (leading edge)에서 1.5D 앞쪽에 입구를 위치시켰으며, 출구는 뒷전(trailing edge)에서 1D 뒤쪽에 위치시켰다.

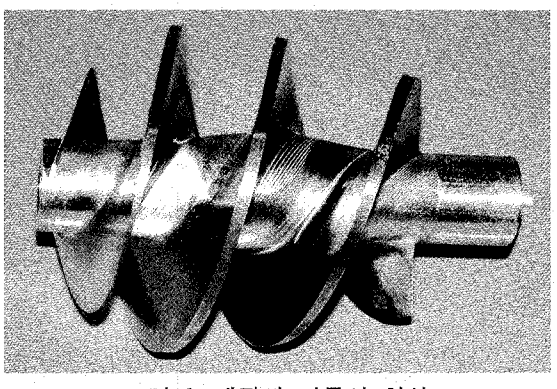


그림 3. 제작된 인듀서 형상

계산 영역은 크게 4가지의 블록으로 나누었다. 입구벌브, 주유동, 익단간극, 뒷전이 뭉툭하므로 뒷전영역 등으로 나누어 격자를 생성하였다. 약 30만개 정도의 격자점이 사용되었으며, 확장된 표준 k-ε난류모델이 채택되었으므로 벽면으로부터 첫 번째 격자의 y+ 값이 10~50 정도가 되도록 격자를 분포하였다. 참고로 익단간극에는 13개의 격자를 반경방향으로 분포하였다. 계산은 COMPAQ DS20E workstation에서 수행되었다. 계산시간은 1회 계산에 약 22.12초가 소요되었으며, 수렴하는데는 약 400회 정도의 반복계산이 요구되었다.

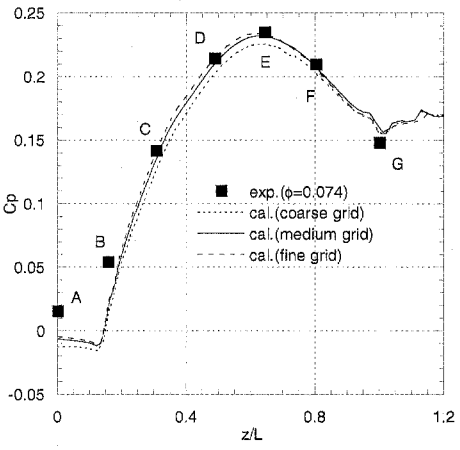


그림 4. 격자의 영향

그림 4는 격자의 영향을 알아보기 위해 격자수를 23만개, 30만개, 44만개 정도를 주면서 계산을 수행한 결과이다. 인듀서 쉬라우드에서의 압력을 시험과 비교하여 나타내었는데, 격자수가 30만개 이상에서 거의 비슷한 결과를 보여주는 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 격자수를 30만개 주어서 계산을 수행하였다. 그림 4에서 압력계수 Cp는 다음과 같이 정의된다.

$$Cp = 2(p - p_{1t})/(\rho U_{1t}^2) \qquad (1)$$

여기서 U_{1t}은 입구 익단속도, p_{1t}은 입구전압력을 나타낸다. 또한 L은 인듀서의 축방향 길이를 나타낸다.

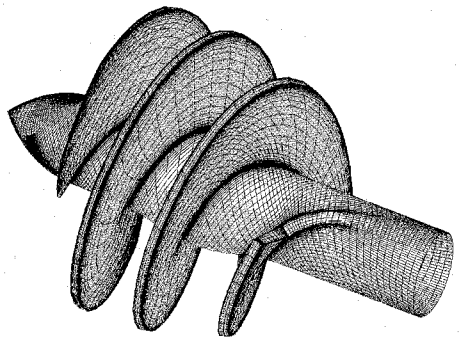


그림 5. 인듀서 계산격자

그림 5에 계산에 쓰인 격자계를 허브와 블레이드 표면에 나타내었다.

3. 계산결과 및 토론

계산은 주로 시험조건인 6,000RPM에 대하여 수행되었으며, 계산의 검증 및 회전수에 대한 상사성을 확인하기 위하여 5,000RPM에서도 수행되었다.

표 3. 계산조건

ϕ	β_{1t} (deg.)	i_t (deg.)	q_1	i_t/β_{1bt}
0.058	3.3	4.56	0.42	0.58
0.065	3.7	4.16	0.47	0.53
0.074	4.2	3.65	0.53	0.46
0.079	4.5	3.37	0.57	0.43
0.087	5.0	2.87	0.63	0.37
0.096	5.5	2.38	0.69	0.30
0.105	6.0	1.84	0.76	0.23

표 3에 중요한 설계변수인 앞전 익단에서 입구 유동각(β_{1t}), 받음각(i_t) 및 평균지름에서의 체적변수($q_1 = \tan(\beta_{1t})/\tan(\beta_{1bt})$ 및 무차원입사각(i_t/β_{1bt})을 나타내었다. 여기서 각도는 회전방향을 기준으로 정의되었으며, q_1은 러시아에서 주로 쓰이는데, 받음각이 앞전익단의 역류(back flow)에 미치는 영향을 나타낸다. 작은 값을 가질수록 앞전익단에서 역류가 심해짐을 나타내는데, q_1이 0.5보다 크게 설계하는 것이 권장된다[9]. 또한 무차원입사각은 서방에서 주로 쓰이는 설계변수인데[13], 0.35에서 0.5사이의 값을 가지도록 권장된다. 표 3에서 모든 값은 인듀서 입구에서 역류 및 경계층이 없을 때의 이상적인 조건에서 구하였다.

그림 6에 회전방향으로 평균된 유선분포를 표시하였는데, q_1이 작아질수록 앞전에서 역류가 커짐을 알 수 있다. 역류가 심해지면, 익단에서 발생한 기포가 유동을 따라 앞으로 확산되어 인듀서의 수력 및 진동 성능에 부정적인 영향을 주는 것으로 알려져 있다[4]. 유량계수(ϕ)는 다음과 같이 정의된다. 여기서 A_1은 입구면적을 나타낸다.

$$\phi = Q/(A_1 U_{1t}) \qquad (2)$$

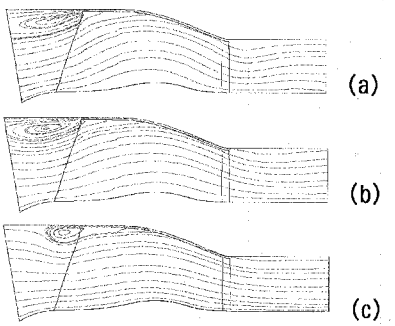


그림 6. q_1의 변화에 따른 유선의 분포
(a) q_1=0.42, (b) q_1=0.53, (c) q_1=0.63

그림 7에는 인듀서 입구에서의 상대각 분포를 보여주는데, 유량이 적을 경우에 익단에서는 받음각이 양의 값을 가지지만, 전반적으로 받음각이 음의 값을 가지게 된다. 그림에서 유량이 적을수록 블레이드각과 유동각이 교차하는 점(화살표로 표시)이 반경이 작은데서 나타나는 것을 관찰된다. 즉, 그림 6와 같이 유량이 적을수록 역류가 차지하는 부분이 커지는 것을 알 수 있다. 고유량(ϕ=0.087)에서는 받음각이 전반적으로 양의 값을 가지는 것을 알 수 있다. 받음각이 음의 값

을 가질 경우, 압력면과 흡입면에 캐비테이션이 교대로 진동하면서 발생하여 진동측면에서 매우 좋지 않은 것으로 알려져 있다. 이러한 결과로부터 인듀서 설계시에 q_1은 0.6이상이 되게 설계하는 것이 적절하다는 것을 알 수 있다. 그림 7에서 r^*는 $(r-r_h)/(r_t-r_h)$를 나타낸다.

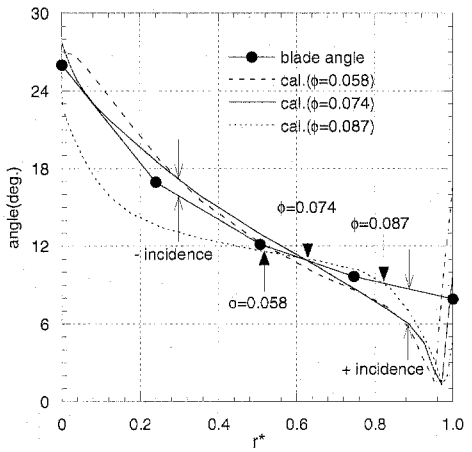


그림 7. 입구에서의 상대유동각 변화

그림 8은 유량계수가 0.074일 때, 인듀서 앞전에서 생성되는 와류를 보여준다. 그림 7에서 보는 바와 같이 양의 받음각을 가지므로 와류는 흡입면에서 발생한다. 와류로 인하여 유속이 빨라지므로 저압이 되어 캐비테이션 발생이 가속된다.

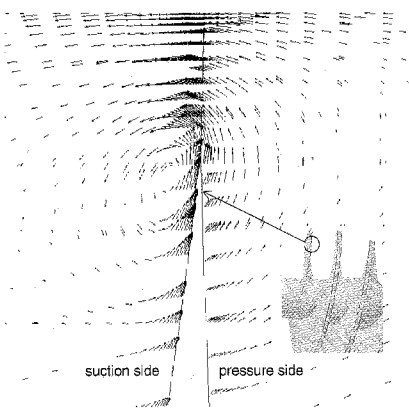


그림 8. 인듀서 앞전에서의 와류

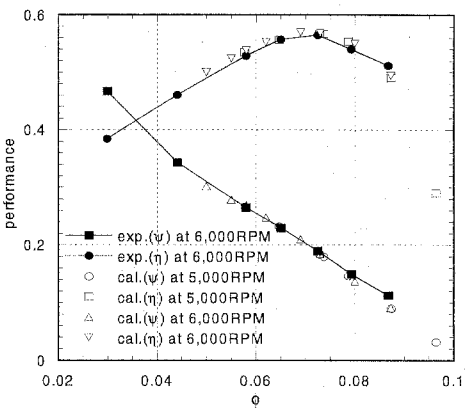


그림 9. 인듀서 수력성능 곡선

그림 9에는 5,000RPM 및 6,000RPM에서 계산한 성능곡선을 시험과 비교하여 나타내었다. 시험성능은 그림 10과 같이 인듀서 하류에 3-hole probe를 설치하여 측정한 값이다.

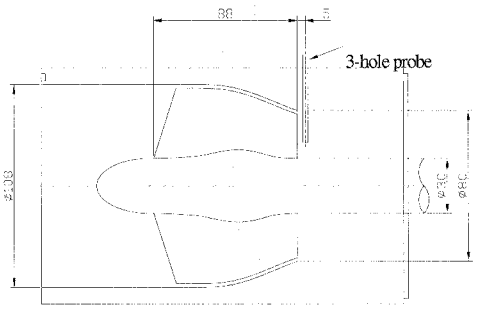
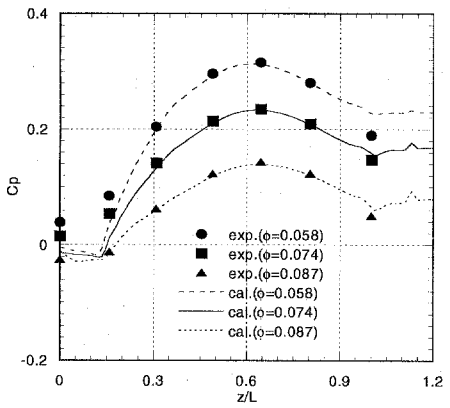


그림 10. 3공 프루부(3-hole probe)의 측정위치

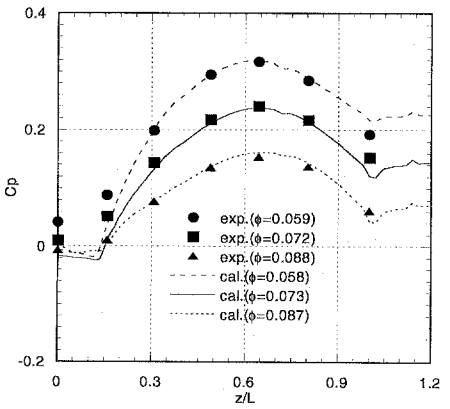
시험결과에서 입/출구 유량의 차이가 6%보다 적었으므로 실험은 적절하게 수행되었다고 판단되었다[14]. 두 값들의 비교에서 전체적으로 계산값이 시험과 잘 일치하지만, 유량계수 0.08 이상의 고유량에서 계산이 수두계수(Ψ)를 적게 예측되는 것을 알 수 있다. 또한 효율은 전반적으로 시험값과 비교하여 계산이 약간 높게 예측하는 것을 관찰할 수 있다. 인듀서의 최고효율점은 유

량계수가 약 0.074정도로, 이 때 q_1은 0.53, i_t는 3.6도 정도이다. 이것은 흡입성능 최적점과 배치된다. 또한 5,000RPM과 6,000RPM의 계산결과를 비교하면 상사법칙이 잘 성립하는 것을 확인 할 수 있다. 따라서 6,000RPM에서의 계산이 5,000RPM에서 보다 더 많은 격자를 요구하므로 5,000RPM에서 계산하는 것이 계산시간 절감의 차원에서 유리한 것을 알 수 있다. 그림 9에서 수두계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\Psi = 2(p_{2t} - p_{1t})/(\rho U_{T1}^2) \qquad (3)$$



(a) 5,000RPM



(b) 6,000RPM

그림 11. 인듀서 슈라우드에서의 정압분포

그림 11에 쉬라우드표면에서의 압력계수분포를 실험과 비교하여 나타내었다. 그림 11에서 전체적으로 계산결과가 시험결과와 잘 일치하지만, 저유량일 경우 역류가 발생하는 입구에서 시험값과의 상당한 차이를 보인다. 이는 입구에서 발생하는 역류를 계산에서 정확하게 모사할 수 없기 때문이다. 시험에서는 역류가 비정상적으로 생기지만, 계산에서 정상상태로 해석하였고, 유량이 적을수록 역류가 커져서 그림 6(a)와 같이 역류가 입구경계면 부근까지 발달하므로, 입구경계면의 경계조건에 영향을 받아서 계산결과가 부정확한 것으로 판단된다. 따라서 고유량(ϕ=0.087)에서 역류의 크기가 상대적으로 적기 때문에 계산값이 입구에서 시험값과 잘 일치하는 것을 관찰할 수 있다. 또한 출구에서도 계산결과와 시험결과가 차이가 있는데, 이것은 시험에서 출구쪽에 원심형 디퓨져가 장착되어 출구유동에 영향을 주었기 때문으로 판단된다. 그림 11에서 하류로 가면서 압력이 증가하다 감소하는 것을 관찰할 수 있는데, 이는 인듀서의 출구쪽으로 갈수록 쉬라우드의 반경이 적어지므로 유로면적이 줄어들어서 마찰손실이 증가하기 때문이다[9]. 이런 형식의 설계는 러시아에서 흔히 볼 수 있는데, 인듀서 출구의 직경을 적게 함으로써 인듀서 뒤에 장착된 임펠러의 입/출구 직경비를 증가시켜 임펠러의 수력효율을 증가시키는 효과가 있기 때문에 적용된다.

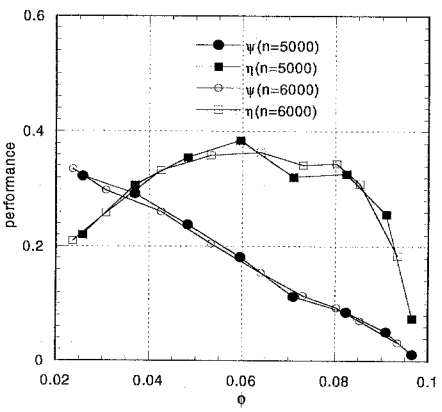


그림 12. 인듀서의 실험 성능 곡선

그림 12는 그림 9의 결과와는 달리 인듀서의 하류에 설치된 디퓨져 및 콜렉터를 지난 출구에서 측정된 실험성능곡선을 나타내었는데 (그림 13 참조), 유량계수 0.07부근에서 성능이 일시적으로 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 이는 일부의 인듀서를 포함한 터보펌프시험에서 나타나는 현상으로 원인이 정확히 밝혀지지는 않았지만, 디퓨져에서 일시적으로 박리 또는 기화가 생기기 때문으로 판단된다. 그러나 RPM이 높아질수록 국부적인 효율감소현상이 완화되는 것이 관찰되었다. 따라서 인듀서의 정확한 성능 측정을 위해서는 출구에서 직접 성능을 측정하는 것이 필요한 것을 알 수 있었다. 전체적으로 5,000RPM과 6,000RPM에서 상사법칙이 잘 성립하는 것을 알 수 있다.

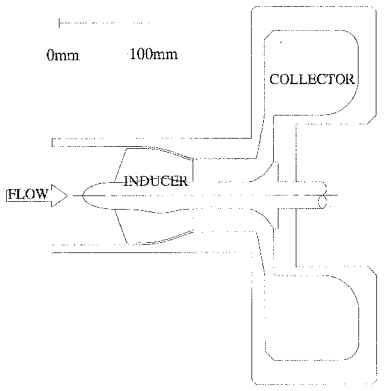


그림 13 측정실의 구조

4. 결 론

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

(1) 체적변수가 감소함에 따라 역류가 증가하여 인듀서의 받음각이 음의 값이 되므로 인듀서의 캐비테이션으로 인한 진동이 증가하여 부정적인 영향을 미칠 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 흡입성능 측면에서는 체적변수를 0.6보다 크게 설계하는 것이 적절하다고 판단된다. 그러나 인듀서의 최적 효율은 체적변수가 약 0.53일 때이므로, 인듀서 설계시에 체적변수의 적절한 선택이 요구된다.

(2) 계산결과를 시험결과와 비교/분석하였는데, 수두 및 성능은 두 결과가 잘 일치하는 경향을 보였다. 또한 전반적으로 계산에서 인듀서 쉬라우드의 정압을 비교적 잘 예측하는 것을 알 수 있었다. 그러나 저유량일 경우에 입구 역류발생 영역에서 시험값을 정확히 예측할 수 없었다. 따라서 역류를 정확히 예측하기 위한 향후의 노력이 필요하다.

참 고 문 헌

1. Huzel, D. K. and Huang, D. H., Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, AIAA Press, 1992.
2. Brennen, C. E., Hydrodynamics of Pumps, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press, 1994.
3. Laksminarayana, B., Analytical and Experimental Study of Flow Phenomenon Noncavitating Rocket Pump Inducers, NASA contractor Reports No. 3471, 1981.
4. Kamijo, K., Yoshida, M. and Tsujimoto, Y., "Hydraulic and Mechanical Performance of LE-7 LOX Pump Inducer," Journal of Propulsion and Power, Vol.9, No. 6, 1993, pp. 819-826.
5. 손동기, 구현철, 차봉준, 양수석, 이대성, "터보펌프 인듀서의 흡입성능에 대한 직경과 회전속도의 영향," 유체기계저널, 제5권, 제1호, 2002, pp. 27-32.

6. Deshpande, M., Feng, J. and Merkle, C., L., "Cavity Flow Predictions Based on the Euler Equations," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, 1994, pp. 36-44.
7. Vaidya, N., Athavale, M. M. and Singhal, A. K., "Numerical Simulation of Cavitating Flows in an Axial Pump Using a PDF-Based Cavitation Model," ISROMAC-7, Honolulu, Hawaii 1998.
8. Kunz, R. F., Boger, D. A., Chyczewski, T. S., Stineberg, D. R., Gibeling, H. J. and Govindan, T. R., "Multi-Phase CFD Analysis of Natural and Ventilated Cavitation About Submerged Bodies," Proceedings of ASME FEDSM-99, 1999.
9. 최창호, 이기수, 김진한, 양수석, "액체로켓 인듀서의 수치해석을 통한 성능예측," 대한기계학회 춘계 학술대회 학술집, 2001, pp. 625-630.
10. 최창호, 이기수, 김진한, 양수석, 이대성, "액체로켓용 터보펌프 성능예측에 대한 수치해석적 연구," 유체기계저널, 제5권, 제2호, 2002, pp. 15-21.
11. 홍순삼, 구현철, 최창호, 차봉준, 양수석, "터보펌프 인듀서의 형상변화가 성능에 미치는 영향," 대한기계학회 2002년도 추계학술대회 강연 및 논문초록집, 2002.
12. Fine/Turbo 5.3 Manual, Numeca Inc., 2002.
13. Jakobsen, J. K., Liquid Rocket Engine Turbopump Inducers, NASA SP-8052, 1971.
14. 구현철, 홍순삼, 차봉준, 양수석, "터보펌프 인듀서의 유동특성에 관한 연구," 2002 유체기계연구개발 발표회 논문집, 2002, pp. 41-46.