

흡수식 냉동기용 용액펌프의 유동특성 해석

배원영*, 이기춘**, 허남건***, 정시영****

A Flow Analysis of a Solution Pump for an Absorption Chiller

Wonyoung Bae*, Kichoon Lee**, Nahmkeon Hur*** and Siyoung Jeong****

Key Words : solution pump(용액펌프), inducer(인듀서), cavitation(공동화현상)

Abstract

In the present study, flow simulations of a solution pump for an absorption chiller are performed. The results are compared to the experimental data. Since the cavitation is more likely to occur in a solution pump due to its operation under vacuum condition, and the cavitation was not considered in the present computations, the computed and experimental results show large discrepancies. For more accurate performance prediction of a solution pump, a cavitation model is required in the flow simulation. Flows through an inducer are also studied to see the effect of design parameters on performance characteristics. It is shown from the results that, if not properly designed, recirculation region may exist near the hub region of the inducer, and the suction surface may experience higher pressure than the pressure surface of the inducer, which may deteriorate the performance.

1. 서론

흡수식 냉동기에 사용되는 용액펌프는 진공상태에서 작동하므로 대기압 조건에서 작동하는 일반적인 펌프에 비하여 공동화현상(cavitation)이 발생할 가능성이 아주 높다. 공동화현상에 의하여 생성된 기포는 펌프의 성능 및 효율을 현저히 감소시키며, 또한 펌프의 진동을 유발하고 임펠러와 하우징의 침식에 의한 구조적 문제의 원인이 되고 있다. 따라서 고성능의 펌프를 설계하기 위하여 공동화 현상의 발생을 최대한 억제할 수 있는 펌프 설계 및 성능해석에 대한 연구가 필요하다.

현재 공동화현상을 억제시키기 위한 방법으로서 인듀서가 널리 사용되고 있으며 이에 대한 연구가 최근 활발히 진행되고 있다. Rohatgi^[1]는 임펠러 입구의 흡입 비속도를 낮추기 위한 인듀서 크기를 결정하는 방법에 대해 연구하였으며, Lakshminarayana^[2]는 터보펌프의 인듀서의 형상과 구조에 따른 실험을 수행하였다. 국내에서는 손동기 등^[3]이 인듀서의 직경과 회전속도, 날개두께가 터보펌프의 인듀서의 흡입성능에 미치는 영향을 비교하였고, 최창호 등^[4]은 유량에 따른 받음각과 체적 변수 변화에 따른 인듀서 내부의 유동특성 및 성능에 대한 수치해석을 수행하였다. 심창열과 강신형^[5]은 터보 펌프 인듀서의 수치해석 결과와 실험값을 비교하여 수치해석 결과의 신뢰성을 확인하였고, 손동기 등^[6]은 터보 펌프의 공동화 성능 시험기 개발 및 성능 시험에 관한 연구를 수행하였다. 정근화 등^[7]은 공동화현상을 고려한 펌프 인듀서의 설계에 관해 연구하였다.

본 연구에서는 CFD를 이용하여 펌프의 성능과 공동화현상의 발생 가능성을 검토하고 용액 펌프의 설계에 필요한 기초 자료

를 제공하고자 한다. 또한 인듀서의 길이와 leading edge의 지름, 회전각을 변화시키며 인듀서 형상이 인듀서의 흡입성능에 미치는 영향을 연구하고 인듀서 설계의 최적 조건을 고찰하였다.

2. 펌프 유동해석

본 연구에서는 용액펌프 내부 유동해석을 위해 상용코드인 STAR-CD를 사용하였으며 펌프내 인듀서와 임펠러의 회전 속도를 고려하여 정상 상태, 비압축성 유동으로 가정하였다. 해석은 SIMPLE 알고리즘을 사용하였고, 난류 모델은 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였다. 펌프의 회전 효과는 Rotating reference frame 기능을 사용하여 계산에 적용하였다. 인듀서만을 해석할 때도 같은 방법을 적용하였다.

2.1 모델 및 계산 격자

본 연구에서 사용한 펌프는 그림 1과 같다. 펌프는 인듀서, 임펠러, 하우징으로 이루어져 있고, 역류나 2차 유동을 고려하여 펌프의 입구와 출구에 30cm씩 확장하여 계산격자를 생성하였다. 이 모델의 인듀서, 임펠러, 하우징의 크기를 표 1에 나타내었다.

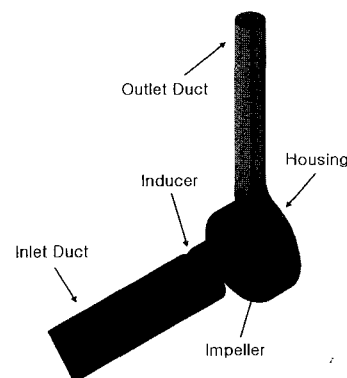


Fig 1 Computational mesh for a solution pump

* 서강대학교 대학원, bwy79@sogang.ac.kr

** 서강대학교 대학원, a_zzii@freechal.com

*** 서강대학교 기계공학과, nhur@ccs.sogang.ac.kr

**** 서강대학교 기계공학과, syjeong@sogang.ac.kr

Table 1 Geometry of Pump

inducer	outer diameter	98mm
	Number of blades	2
impeller	outer diameter	128mm
	Number of blades	5
housing	outer diameter	120mm

Table 2 Computational cases for pump

	Q(m ³ /min)	Ω (rpm)	k	ε	Specific Gravity
case1	0.1000	3375	0.000627	0.000723	1.58
case2	0.1900	3367	0.002263	0.004959	
case3	0.2900	3353	0.005214	0.017344	
case4	0.3660	3357	0.008397	0.035452	
case5	0.3950	3356	0.00978	0.044561	
case6	0.4700	3392	0.013847	0.075074	
case7	0.5030	3430	0.015858	0.092007	

그리고 펌프의 성능 곡선을 실험 결과와 비교하기 위해 표 2와 같이 유량과 회전수 변화에 따른 계산을 수행하였다. 계산격자의 갯수는 총 756,000개이다. 먼저 인듀서와 임펠러의 경우 유동양상이 회전 방향에 대하여 주기적 특성을 보이므로 전체 계산 영역에 대하여 격자를 생성하지 않고 반복되는 한 부분만을 격자 생성하여 계산에 이용하였다. 즉, 인듀서는 전체 형상의 1/2을 생성하였으며 계산격자의 수는 약 470,000개이다. 그리고 임펠러의 경우 약 241,000개의 계산격자를 사용하였으며, 5개의 유로 중 1개만을 계산하였다. 마지막으로 하우징의 경우는 인듀서나 임펠러와 달리 회전축에 대하여 비대칭 형상을 가지고 있으므로 전체영역을 계산하였고, 약 206,000의 계산 격자가 사용되었다.

2.2 경계조건 및 계산

펌프는 인듀서와 임펠러의 회전부와 하우징의 정지부로 이루어져 있으므로 유동해석을 위해 이를 두 개의 서로 다른 영역으로 나누어 각각 정상상태로 해석하는 방법으로 수치해석 하였다. 임펠러의 회전효과를 모델링하기 위해서 Multiple rotating reference frame 기능을 사용하였으며, 회전하는 부분인 임펠러의 입구 영역, 그리고 고정되어 있는 하우징을 서로 다른 영역으로 구분하여 각각의 회전 속도를 입력하였다. 이 경우 두 영역의 경계면에서는 속도와 압력이 회전방향으로 평균되어 전달되게 된다(Mixing Plan Approach). 이러한 방법을 이용함으로써 실제로

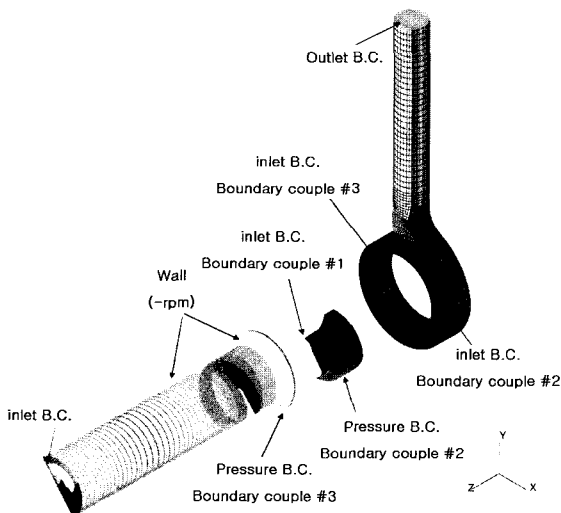


Fig 2 Boundary condition for pump simulation

격자를 회전시키지 않고도 임펠러의 회전 효과를 계산에 적용할 수 있었다.

흡수식 용액 펌프에 적용된 경계 조건은 그림 2과 같다. 펌프에서 인듀서의 입구 부분에는 유입되는 유량을 속도로 환산하여 속도값을 입력한 입구 경계조건을 적용하였다. 그리고 1/2만 작성한 인듀서로서 전체 계산영역 효과를 얻기 위해서 원주방향 면에는 주기 경계조건을 사용하였다. 또한 인듀서와 임펠러와 접하는 면의 벽 경계 조건과 입구 영역에서는 임펠러 회전에 대한 상대 속도의 영향을 고려해 주기 위하여 회전 반대 방향으로의 회전 속도를 넣어주었다. 아울러서 임펠러, 하우징의 경우 입구 영역, 인듀서 누수영역은 입구 경계조건을 사용하였고, 인듀서, 임펠러와 하우징의 출구영역은 출구 경계조건을 사용하였다.

인듀서와 임펠러가 접하는 부분, 인듀서 누수영역과 하우징, 임펠러와 하우징이 접합하는 부분에서는 임펠러 하나의 유로만을 계산하였기 때문에 임펠러의 출구와 하우징의 입구부 면적이 서로 다르게 된다. 따라서 이러한 영향을 고려하여 적절하게 인듀서와 임펠러, 인듀서 누수영역과 하우징, 임펠러와 하우징의 연결 계산을 수행하기 위해 Boundary couple을 적용하였다. 이 방법은 우선 각 부분의 출구 부분과 입구 부분에 각각 압력 경계조건과 입구 경계조건을 적용하고 이 두 개의 경계조건을 Boundary couple로 결합하여 계산을 수행하는 것이다. 이 경우 계산 과정에서 각 부분의 출구 속도가 회전 방향으로 평균화되어 입구 부분의 입구 조건으로 적용되어진다. 그리고 이후 계산 결과 얻어진 입구 부분에서의 압력 분포를 평균화하여 다시 출구 부분의 압력 조건으로 적용하게 된다. 이러한 과정을 반복함으로써 서로 분리된 인듀서와 임펠러, 인듀서 누수영역과 하우징, 임펠러와 하우징 사이의 유동해석은 효과적으로 수행되어진다.

계산은 본 연구실에서 보유하고 있는 Intel Pentium III 850MHz PC cluster를 사용하였고 CPU 6개를 사용했을 때 평균 24시간이 소요되었다.

2.3 펌프의 유동해석

일반적으로 펌프의 성능을 조절하기 위하여 설계된 임펠러의 외경을 절단 가공하여 사용하게 된다. 본 연구에서는 도면상의 외경 150mm와 실제 사용한 외경 128mm의 임펠러에 대해 각각 유동해석을 수행하였으며, 임펠러 쉬라우드와 하우징 사이의 공간을 통한 누설을 고려한 해석을 수행하여 그 결과를 그림 3에 나타내었다. 수두의 변화는 외경의 제곱에 이론적으로 비례하나,

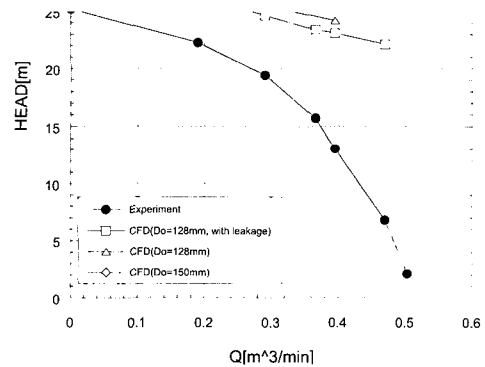


Fig 3 Pump performance curve

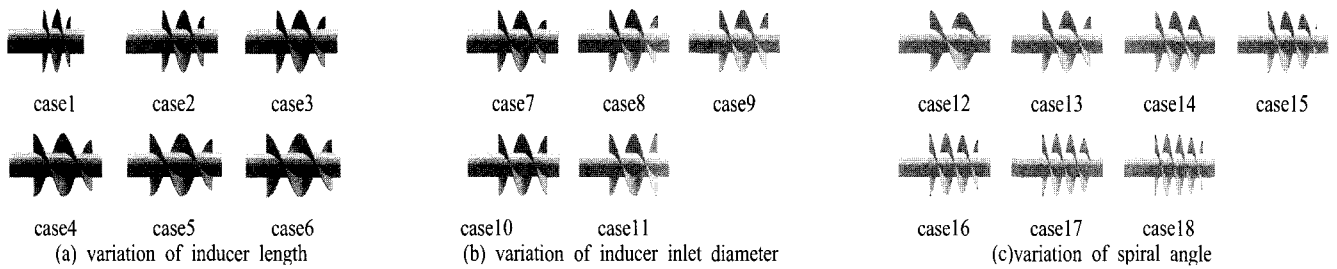


Fig 4 Computational mesh of an inducer

여러 가지 요인에 의해 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 또한 누설을 고려하였을 때는 고려하지 않았을 때보다 약 5% 정도의 수두 저하를 보였다. 하지만 전반적으로 실험결과와는 상당한 차이를 보였으며, 특히, 고유량 범위에서 차이는 더욱 컸다. 실험결과는 일반적으로 공동화현상이 발생하는 펌프에서의 성능 특성을 보여주어 주고 있으며, 따라서 실험 결과와 해석 결과의 차이는 공동화현상에 기인된다고 볼 수 있다. 이는 실제 실험에서 공동화 현상이 수반되는 소음으로 확인할 수 있었다. 그러므로 이 펌프를 제대로 해석하기 위해서는 공동화현상을 고려한 수치 해석을 수행하여야 할 것이다.

3 인두서 유동해석

3.1 모델 및 계산

앞에서 살펴본 바와 같이 용액펌프에서는 공동화현상이 발생하여 이를 줄이기 위한 인두서의 설계는 특히 중요하다. 본 연구에서는 인두서 형상에 따른 성능 변화를 해석하기 위하여 인두서만을 해석하였다. 형상에 따른 인두서의 크기는 표 3과 같다. 인두서는 전체 형상의 1/2를 계산하였으며 인두서 입구와 출구에서 50cm 씩 확장하여 case1~case11의 경우는 439,000개의 계산격자를 사용하였으며 case12~case18의 경우에는 546,000개의 계산격자를 사용하여 계산을 수행하였다. 수치해석은 그림 4와 같이 case1~case6은 인두서 입구의 블레이드 leading edge에서 tailing edge까지의 축방향 길이에 대한 계산을 수행하였고, case7~case12는 인두서 입구의 블레이드 leading edge의 지름의 변화에 대한 수치해석을 하였다. case13~case18은 leading edge에서 tailing edge까지 블레이드가 회전한 각의 변화에 대해서 계산하였다.

3.2 인두서의 유동해석

각각의 해석 결과 인두서 전체적으로 그림 5와 같이 허브근

처에서 재순환 영역이 나타났다. 이러한 결과는 인두서 성능의 저하를 초래할 수 있다. 그림 6은 허브와 팁의 비율에 따른 인두서 블레이드 압력면, 흡입면에서의 압력 변화를 나타낸 것이다. 세가지 경우 모두 인두서 블레이드 출구 근처에 가면서 압력면과 흡입면의 압력이 역전되는 현상을 볼 수 있었다. 이렇게 압력이 역전되는 곳에서는 인두서가 유체에 일을 해주는 것이 아니라 유체로부터 일을 받는 것이 되기 때문에 펌프 성능이 심각하게 저하되는 요인이 된다.

표 3과 같이 인두서 형상변화에 따른 해석을 수행하였다. 즉, 기존에 설계된 펌프의 인두서의 형상(case3, case8, case14)을 기준으로 인두서의 길이와 leading edge의 지름, 회전각을 변화시키면서 계산을 수행하여 그 결과를 그림 7에 나타내었다. 인두서의 길이에 따른 계산결과 수두값이 인두서의 길이 77mm인 부분에서 최고를 나타내었다. 이는 인두서의 길이를 변화시킴에 따라 회전각이 변하게 되어, 즉, 인두서 입구에서의 유동각이 변화되었기 때문이다. 인두서의 leading edge의 지름을 변함에 따라 계산을 수행한 결과 leading edge의 지름의 변화에 대해서는 수두값의 변화가 크게 나타나지 않아 인두서의 디자인에 큰 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 그리고 그림 7(c)는 블레이드의 회전각에 변화를 주어서 계산을 수행한 결과이다. 블레이드 회전각이 360°에 이를때 까지는 수두값이 증가하는 형태를 보이다가 360°가 지나면서 수두값이 감소하는 현상이 나타났다. 이 역시 유동각이 변화되었기 때문이다.

인두서는 임펠러 입구의 압력(인두서 출구의 압력)을 최대한 높이는 것을 목적으로 하므로, 그림 7의 결과를 바탕으로 인두서의 최적 형상을 다음과 같이 결정하였다. 즉, 인두서의 leading edge의 지름은 수두값에 영향을 주지 않으므로 기존의 인두서의 지름 78.3mm으로 결정했으며 인두서의 길이는 77mm로 결정하여 기존의 인두서의 길이보다 21mm가 늘어난 형태로 하였다. 또한, 인두서 블레이드의 회전각은 360°로 결정하였다.

수정된 인두서로 펌프 해석을 수행한 결과 기존의 펌프에 대한 해석 결과와 수두값의 차이가 거의 나지 않았다. 이는 기존의 인두서와 수정된 인두서는 전체적으로 유사하며 인두서의 길

Table 3 Computational cases for inducer

	Din[mm]	Dout[mm]	Length[mm]	Spiral Angle[°]
case1	78.3	98	28	360
case2			42	
case3			56	
case4			84	
case5			98	
case6			112	
case7	68.45	98	56	360
case8	78.3			
case9	88.15			
case10	93.075			
case11	98			
case12	78.3			
case13	78.3	98	56	270
case14				360
case15				450
case16				500.4
case17				540
case18				630

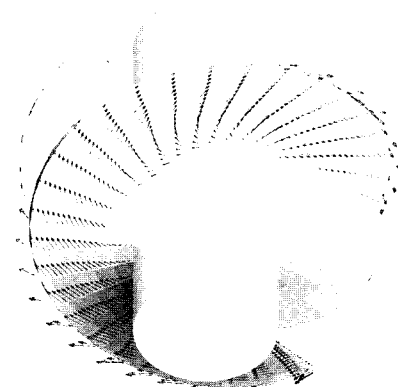


Fig 5 Relative velocity at inducer suction surface

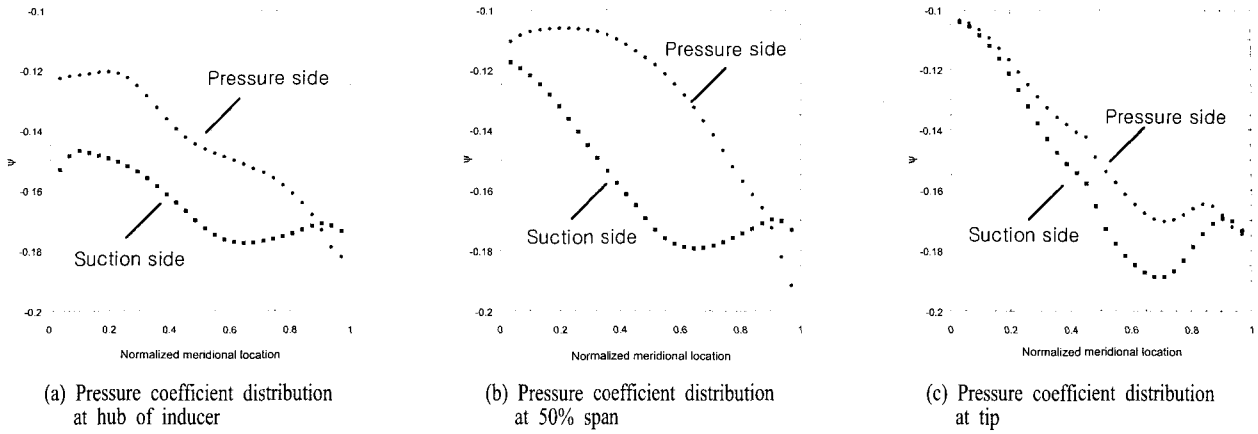


Fig 6 Pressure coefficient distribution at inducer surface

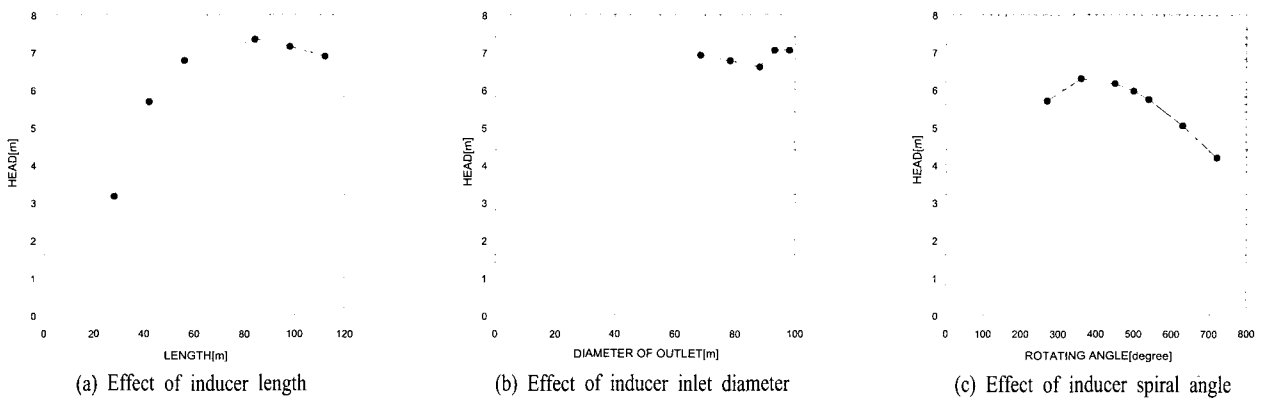


Fig 7 Variation of head for various design parameters of an inducer

이도 21mm 정도 밖에 차이가 나지 않고, 또 인두서의 길이가 늘어남에 따라 증가하는 수두값이 전체 펌프의 수두값에 비해서는 상당히 작은 값이기 때문이다.

4. 결론

본 연구에서는 유량과 회전수 변화에 따른 흡수식 용액 펌프의 유동해석을 수행하여 그 결과를 실험 결과와 비교하였다. 공동화현상을 고려하지 않은 계산에 대한 결과이기 때문에 실제 공동화현상이 발생하는 실험 결과와는 큰 차이가 나타났다. 특히, 고유량에서 수치해석 결과와 실험 결과의 차이가 많이 남으므로 공동화현상이 현저히 나타남을 보였다. 따라서 정확한 해석을 위해서는 공동화를 고려한 수치해석을 수행하여야 한다. 또한 본 연구에서는, 펌프내 공동화현상이 발생하는 범위를 줄이기 위하여 일반적으로 사용하는 인두서에 대한 유동해석을 수행하였다. 그 결과 인두서의 허브 영역에서 역류가 발생하여 성능의 저하를 초래할 수 있다는 사실을 알았으며, 인두서 블레이드를 따른 압력 분포의 결과로부터 부압면이 압력면보다 높은 압력을 받는 영역이 존재하여 성능의 저하를 가져올 수 있음을 알았다. 또한 인두서의 설계변수인 길이, 입구 지름, 회전각을 변화시켜 해석을 수행하여 설계변수의 변화에 따른 인두서의 성능특성을 파악하였다. 이 결과는 향후 공동화 현상을 최대한 억제할 수 있는 인두서의 설계에 활용 될 수 있을 것이다.

후기

본 연구는 중소기업청 중소기업 부품·소재 공동기술 개발

사업의 연구비 지원으로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Rohatgi U.S., "Sizing of an aircraft fuel pump," Journal of Fluids Engineering, ASME Trans., Vol. 117 (1995), pp. 298 ~ 302.
- [2] Lakshminarayana B., "Fluid Dynamics of Inducers-A Review," Journal of Fluids Engineering, ASME Trans., Vol. 104 (1982), pp. 411~427.
- [3] 손동기, 구현철, 차봉준, 양수석, 이대성, "터보펌프 인두서의 흡입성능에 대한 직경과 회전속도의 영향," 2002 유체기계저널, 제5권 제 1호 (2002), pp. 27 ~ 32.
- [4] 최창호, 이기수, 김진한, 양수석, "터보펌프 인두서의 수치해석을 통한 성능 예측," 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 E (2001), pp. 625 ~ 630.
- [5] 심창열, 강신형, "터보펌프 인두서의 내부 유동 해석," 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 E (2001), pp. 631 ~ 636.
- [6] 손동기, 김춘택, 윤민수, 차봉준, 김진한, 양수석, "터보펌프 Cavitation 성능시험기 개발 및 성능시험에 관한 연구," 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 E (2001), pp. 619 ~ 624.
- [7] 정근화, 안광운, 이승배, 김진화, 강신형, "공동현상을 고려한 펌프 인두서 설계," 2001년 유체기계 연구개발 발표회 논문집 (2001), pp. 185 ~ 190.