

## 파이프형 원심펌프의 성능특성에 관한 실험적 연구

유현주\* · 강신형\*\*†

### Performance Characteristic of a Pipe Type Centrifugal Pump

HyeonJu Yu\*, Shin-Hyoung Kang\*\*†

*Key Words* : Centrifugal Pump(원심펌프), Experimental(실험), Low Specific Speed(저비속도), Performance(성능), Pipe Type Impeller(파이프형 임펠러), Disk Friction(원판마찰)

#### ABSTRACT

The positive displacement pump and the regenerative pump are widely used in the range of low specific speed,  $n_s \leq 100$  [rpm, m<sup>3</sup>/min, m]. The positive displacement pump is not suitable for miniaturization and operation in high rotational speed. The regenerative pump has a problem with large leakage flow and low efficiency. While the centrifugal pump has advantages of high efficiency, miniaturization and high rotational speed, efficiency drops sharply with decrease in specific speed. Therefore the purpose of this study is to design a new type of centrifugal pump that has advantages of centrifugal pumps in operation in low specific speed. The name of this new type of pump was called 'Pipe type centrifugal pump', since the flow path through the impeller is simple circular pipe. Due to the simple shape of impeller, the manufacturing process is simple and cost is low. There is strong jet flow at the outlet of the impeller. This jet induces flow path loss, meridional dynamic pressure loss and mixing loss. Large disk friction makes the efficiency be limited in the range of low specific speed. Even though the loss and the low efficiency, 'Pipe type centrifugal pump' represents stable performance, affordable pressure ratio and efficiency better than that of other low specific speed pumps.

#### 1. 서 론

최근 비속도  $n_s \leq 100$  [rpm, m<sup>3</sup>/min, m] 이하의 저유량, 고양정을 목표로 하는 저비속도 펌프에 대한 수요가 증가하고 있으며 현재 상용되는 저비속도 펌프의 대표적인 형태로는 용적형 펌프와 재생펌프가 있다. 용적형 펌프는 구조가 간단하다는 장점을 가지나 송수압 변동으로 인한 토출량의 변화가 크기 때문에 유량 조절이 힘들며 소음, 진동으로 인하여 고속화에 적합하지 못하다. 반면에 재생펌프는 소형화, 고속화가 가능하지만 복잡한 내부유로와 누설유량으로 인해 효율이 낮다는 단점을 가진다. 원심펌프의 경우 비속도가 100~700 [rpm, m<sup>3</sup>/min, m]으로 앞서 언급한 두 종류의 펌프에 비하여 상대적으로 높은 비속도 영역에 위치하고 있지만 적은 누설과 높은 효율이 장점이다. 그러나 비속도가 낮

아짐에 따라 효율이 급격히 저하되며 기존의 원심펌프의 설계법을 따를 시 유로 폭이 매우 좁아져 제작 상 어려움이 뒤따르기 때문에 저비속도 펌프로는 적합하지 못하다.<sup>(1)</sup> 따라서 소형화, 고속화에 적합한 고성능, 고효율의 극저비속도 터보펌프의 개발을 필요로 하고 있는 실정이다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서는 소형화, 고속화에 적합하며 원심펌프의 장점인 적은 누설과 고효율 특성을 지닌 새로운 형태의 저비속도 원심 임펠러를 고안함으로써 앞서 언급한 상용되는 저비속도 펌프의 문제점을 해결하고자 하였다. 선행 연구는 수치 해석법을 통하여 진행되었으며 그 결과 저비속도 영역에서 안정된 운전 특성과 높은 성능을 나타냄을 확인하였다.<sup>(3)</sup> 따라서 본 연구의 목적은 실험을 통하여 실질적인 성능 및 운전 특성을 확인하고 종래의 저비속도 펌프에 대한 대체 가능성을 확인하는데 있다.

실험은 네 종류의 임펠러를 적용함으로써 각각의 임펠러가 가지는 성능 특성을 비교하였다. 이를 통하여 유로손실, 자오선 방향의 동압손실, 임펠러 출구에서의 혼합손실 그리

\* 서울대학교 대학원

\*\* 서울대학교 공과대학 기계항공학부

† 교신저자, E-mail : kangsh@snu.ac.kr

고 임펠러 확산비(DR=  $W_1/W_2$ )가 어떠한 성능 차이를 야기하는지 규명하였다. 그리고 이러한 결과를 바탕으로 수력손실을 모델링함으로써 파이프형 원심펌프의 양정을 예측할 수 있도록 하였다. 또한 저비속도 펌프의 운전 시 축에 걸리는 토크의 원인 및 종류를 구분하고 각각의 크기를 측정하여 원인이 다른 토크들이 효율에 어떠한 영향을 미치는지 확인함으로써 효율개선을 위한 고찰 및 추가연구의 필요성을 나타내었다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 성능 실험용 임펠러

파이프형 원심임펠러는 저비속도에서의 운전을 목표로 고안된 임펠러로 제작과정은 다음과 같다. 원형 디스크 윗면의 중심에서 드릴링을 하여 입구를 만든 후, 디스크 측면에서 입구를 향해 설계된 각도로 드릴링 작업을 하여 7 개의 파이프형 유로를 뚫으므로 완성이 된다. 이는 일반적인 원심 임펠러와 달리 단순한 드릴링 작업으로 제작이 가능하기 때문에 공정의 단순화, 제작비용의 절감, 제작시간의 단축이라는 이점을 가져온다. 또한 파이프형 유로는 입출구의 면적이 같고 종래의 원심 임펠러에 비해 유로가 단순하기 때문에 내부 유동이 단순하고 안정적이다. 임펠러 내부 유동을 살펴보면 임펠러의 원형 입구를 통해 들어온 유체는 반경 방향으로 90°로 급격히 꺾여 유로에 유입된다. 유입된 유체는 파이프형 유로를 따라 날개 수만큼의 제트 유동이 외부로 유출된다.

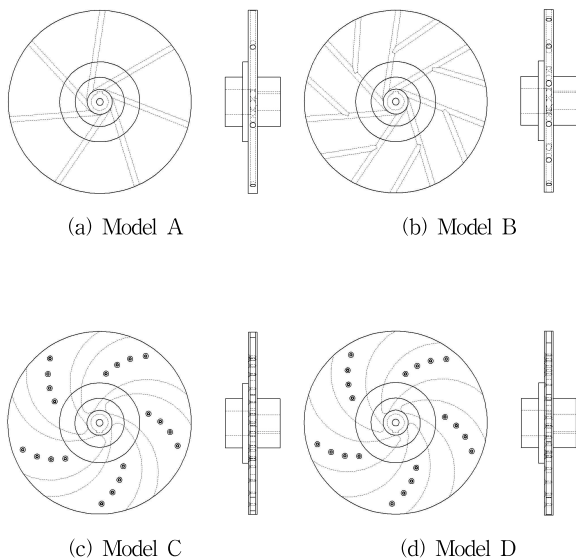


Fig. 1 Drawing of test impeller for (a) model A, (b) model B, (c) model C, (d) model D

Table 1 Dimensions of test impellers

Impeller diameter, $D[mm]$	160	
Impeller inlet radius, $R_i[mm]$	21.9	
Pipe diameter, $d[mm]$	4.7	
Thickness, $h[mm]$	7.8	
Inlet blade angle, $\beta_1[deg]$	60	
Outlet blade angle, $\beta_2[deg]$	model A	5.12
	model B	5.12&26.2
	model C	60
	model D	60

파이프형 임펠러는 2가지 형태로 설계되었으며 앞서 설명한 7개의 파이프형 유로를 갖는 일반 파이프형 임펠러(Model A)와 7개의 유로 중간지점에 추가 유로를 내어 유량을 분산시키는 추가 파이프형 임펠러(Model B)가 있다. 또한 파이프형 임펠러와의 성능비교를 위하여 두 종류의 2차원 유로를 지닌 일반 원심임펠러를 제작하였고 이는 임펠러 확산비가 2.0인 임펠러(Model C)와 3.0인 임펠러(Model D)이다. 따라서 총 4개의 임펠러가 성능 실험에 사용되었으며 각각의 단면도와 제원은 Fig. 1과 Table 1에 나타내었다.

2.2 시스템 구성

파이프형 원심 펌프의 성능을 측정하기 위한 전체 시스템은 Fig. 2와 같다. 작동유체는 수도수로 펌프 구동 시 물탱크의 유체가 펌프로 유입되고 펌프를 빠져나온 토출수가 다시 물탱크로 유입되는 폐순환 시스템을 구성하였다.

유량 측정은 펌프 출구에서 약 3 m 떨어진 곳에 오리피스를 설치하여 오리피스 전·후 양단에서 차압을 계속함으로써 유량으로 환산할 수 있도록 하였다. 그리고 전동모터와 펌프가 연결되는 축 사이에 토크미터를 설치하여 펌프 운전시 축에 부하되는 토크를 측정하였다. 여기서 전동모터는 펌프를 구동시키는 동력장치로 최대 1730 RPM, 0.4 kW의 3상 유도전동기를 사용하였다. 마지막으로 정압은 펌프의 입·출구에 정압공을 설치하여 압력을 측정하였고, 벌류트 위치에 따른 정압상승을 확인하기 위한 45° 간격의 8개의 정압공과 설단부 근처에서의 정압강하의 측정을 위한 2개의 정압공을 추가로 설치하였다.

크게 임펠러와 케이싱으로 구성된 파이프형 원심펌프의 단면도는 Fig. 3과 같다. 임펠러와 케이싱 사이의 간극은 양쪽 모두 2 mm로 설계되었으며 임펠러를 빠져나온 동압을 정압으로 회복시키기 위한 디퓨저를 임펠러 출구에 설치하기보다 곧장 벌류트로 연결시키는 것이 효율적이라고 판단하고 디퓨저가 없는 벌류트 펌프 형태로 설계하였다. 누설에 의한 압력저하 및 효율저하를 방지하기 위하여 베어링 박스와 연결되는 케이싱 하단에는 축봉장치인 미캐니컬실, 그리고 임펠러와 상단 케이싱 간극을 통한 입구방향의 누설을 막기 위해 임펠러 위쪽에는 V-ring을 설치하였다.

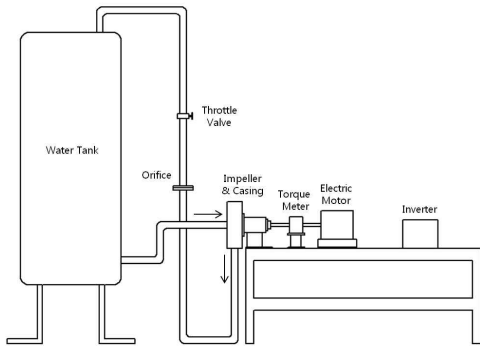


Fig. 2 Configuration of the pump system

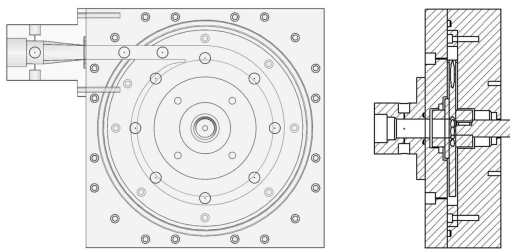


Fig. 3 Cross section of the impeller and casing

2.3 실험방법

운전 조건을 살펴보면 작동유체는 수도수로 약 23°C의 실온에서 수행되었다. 운전 RPM은 900, 1200, 1500 세 가지로 선정하여 각각의 RPM에서 스톱밸브를 이용하여 유량을 조절해가며 그 때의 압력을 측정하였다. 압력측정은 펌프의 입·출구의 정압을 측정하고 임펠러를 빠져나온 유동이 벌류트 길에 따라 어떠한 정압 상승 추세를 보이는지 8개의 정압공을 통해 측정하였다. 추가로 출구와 이어지는 설단부에서 정압을 측정함으로써 설단부에서의 손실을 구할 수 있도록 하였다. 마지막으로 펌프 구동시 축에 부하되는 토크의 종류를 구분하고 원인을 규명함으로써 각각의 토크와 효율과의 관계를 나타내었다. 이를 위해서 임펠러 입·출구를 실링을 하여 펌프의 기능을 하지 못하는 상태 즉, 임펠러 형상의 물체가 케이싱 내에서 회전할 때 축에 걸리는 토크를 측정하는 방법을 이용하였다. 먼저 케이싱 내부를 작동유체인 수도수로 채우지 않고 대기 상태로 둬으로써 기계마찰토크를 측정하였다. 그리고 케이싱 내부를 수도수로 가득 채운 상태에서 기계마찰 토크와 원판마찰 토크를 함께 측정하였다. 이와 같은 토크의 분류를 통하여 펌프 구동시 각각의 토크가 얼마만큼의 비율을 차지하는지를 확인하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능특성

성능특성은 무차원 유량 $\phi(=Q/Au)$ 과 압력 $\psi(=2gH/u^2)$ 을 사용하여 나타내었다. 여기서  $H(m)$ ,  $Q(m^3/s)$ 는 펌프의 양정과 유량을 나타내고  $A=\pi dD$ 이며  $u$ 는 임펠러 팁 스피드이다. 각각의 임펠러를 적용한 저비속도 원심 펌프의 성능실험 결과, 양정곡선 Fig. 4는 모든 임펠러에 대해 완벽한 좌상승 곡선을 보이며 전 운전영역에서 안정적인 운전특성을 보였다. 그러나 최대 유량점에서 차이가 발생하는데, 이는 Japikse의 임펠러 확산비 모델링으로 설명이 가능하다. 임펠러 Model A는 임펠러 확산비가 0.7으로 강한 쇼킹의 영향을 받기 때문에 최대 유량점이 가장 낮았다. 임펠러 Model B는 추가 유로를 났으로써 임펠러 확산비가 1.4로 증가했기 때문에 최대유량점이 크게 증가하였다. 확산비가 2.0, 3.0인 임펠러 Model C와 임펠러 Model D도 마찬가지로 최대 유량점이 증가하였다. 그러나 Japikse는 임펠러 확산비가 계속 커지게 되면 서지의 영향을 받으며 실질적인 임펠러 확산비는 무한히 증가할 수 없다는 것을 나타내었다.<sup>(4)</sup> 이는 성능 실험용 임펠러의 확산비가 2.0에서 3.0으로 증가한 수치에 비해 상대적으로 최대 유량점의 증가는 미소하다는 결과와도 일치하였다.

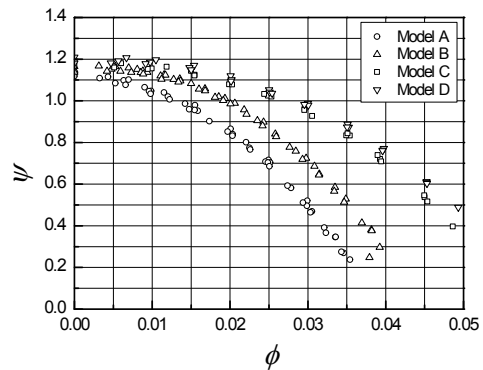
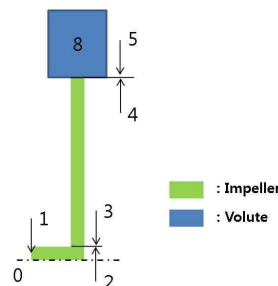


Fig. 4 Head curve for each model



Station	Name
0	ambient
1	pump inlet
2	90° bent passage
3	pipe inlet
4	pipe
5	pipe outlet
6	volute inlet
7	volute outlet
8	pump outlet

Fig. 5 Station number inside pump

Table 2 Loss coefficient at each station

Station	Loss coefficient	note	
$K_{01}$	0.031	-	
$K_{12}$	0.433	-	
$K_{23}$	0.777	-	
$K_{34}$	$f \frac{L}{D_h}$	in case model B diverging loss added	
$K_{46}$	$K_m$	1	meridional loss
	$K_{mix}$	$\kappa \times \left(1 - \frac{C_{vol}^2}{C_{\theta,4}^2}\right)$	mixing loss
	$K_{\theta}$	$f \frac{L}{D_h}$	-
$K_{67}$	0.608	-	
$K_{78}$	0.513	-	

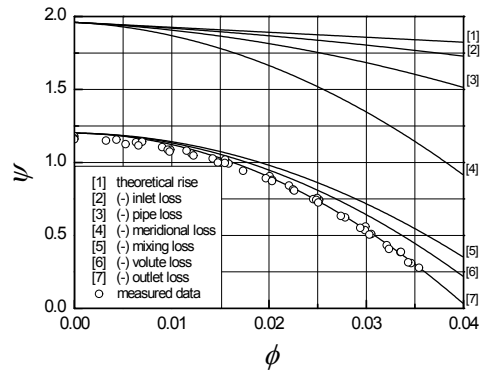
Table 3 Slip factor and mixing loss factor

	A	B	C	D
Slip factor $\sigma$	0.98	0.98	0.93	0.89
Mixing loss factor $\kappa$	0.79	0.79	0.7	0.68

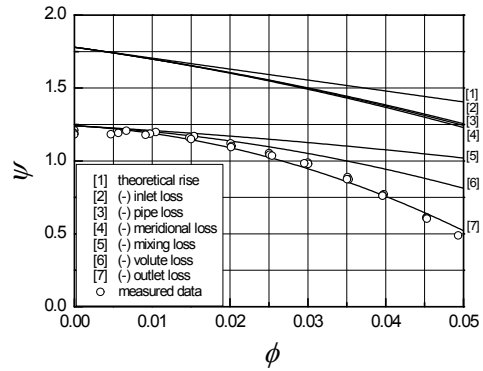
다음은 유량증가에 따른 압력비의 차이로 임펠러 확산비가 커질수록 고유량 영역에서 높은 양정값을 보였다. 이는 임펠러 형상에 따라 유동특성이 변화하여 수력손실에 영향을 주었기 때문이다. 따라서 손실의 원인 및 크기를 분석하기 위해 수력손실 모델링을 수행하였고 그 방법은 다음과 같다. 먼저 임펠러 제원과 Table 3의 미끄럼계수로부터 계산된 이론 양정에서 펌프의 각 단에서 발생하는 수력손실을 제외 시킴으로써 실험 결과와 일치하는 혼합손실계수( $\kappa$ )를 구하는 것이다. 따라서 Fig. 5와 Table 2는 손실계산에 필요한 펌프의 구간 넘버링과 각 구간에서의 손실계수를 나타내었다. 여기서  $K_{46}$ 는 자오면 방향 동압손실, 혼합손실, 벌류트 유로 손실 계수를 나타낸다. 먼저 자오면 방향의 동압은 모두 손실이 되며 임펠러 출구와 벌류트의 혼합손실은 접선방향의 동압차이에 비례하여 나타났다. 벌류트 유로손실은 일반 관 내유동으로 가정하고 평균면적을 사용하여 관내 손실을 계산하였다.  $K_{46}$ 을 제외한 나머지 손실계수는 펌프 내부의 계측기 삽입 및 설치의 한계로 인하여 연구대상이 동일한 참고문헌(3)의 수치해석 값을 참고하였다. Fig. 6는 손실모델링 결과이며 유동 특성이 가장 크게 다른 Model A와 Model D를 비교하였다. 이를 통하여 파이프형 원심펌프는 강한 제트형 유동에 의해 유로손실과 자오선 방향 동압손실 그리고 임펠러 출구에서의 혼합손실이 매우 크게 나타나는 것을 확인하였다.

Fig. 7은 운전RPM 1500에서의 펌프의 전체 효율곡선으로 효율( $\eta = \phi\psi/\tau$ )은 수동력( $L_w$ )과 축동력( $L$ )의 비로 토크

( $\tau = 2L/\rho A_2 u_2^3$ ) 또한 무차원 값을 사용하였다. 그 결과 임펠러의 설계 비속도가 높아짐에 따라 최고 효율값이 급격히 향상하는 현상을 보였다. 그러나 최고 효율점의 위치는 설계 비속도에 따라 고유량 쪽으로 이동하게 되었기 때문에 목표 운전점인 저유량 영역에서의 효율은 거의 같은 값을 지니는 것을 확인하였다.



(a) model A



(b) model D

Fig. 6 Hydraulic loss modeling for (a) model A, (b) model D

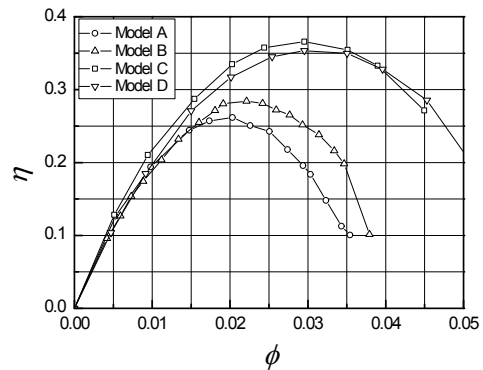


Fig. 7 Efficiency curve for each model at 1500rpm

### 3.2 토크의 분류와 효율

펌프 운전시 축에 부하되는 토크는 베어링과 실링장치의 마찰에 의한 기계마찰 토크와 임펠러와 케이싱 사이의 간극에서 작동유체의 전단응력에 의한 원판마찰 토크 그리고 펌프 구동에 필요한 구동 토크 세 가지로 분류할 수 있다.

기계마찰 토크는 회전속도에 무관하게 대체적으로 일정하다. 그러나 원판마찰 토크는 각속도에 비례하며 실험조건의 레이놀즈수와 간극에서 각속도의 1.75승에 비례함을 실험을 통해 확인하였고 이를 Fig. 8에 나타내었다. 또한 본 실험을 통해 얻어진 원판마찰 토크의 신뢰성을 확보하기 위하여 Daily and Nece의 원판 마찰에 관한 논문을 참고하였고<sup>(5)</sup> 이를 같이 비교함으로써 본 실험 결과와도 매우 잘 일치함을 확인하였다.

Fig. 9은 앞서 분류한 각기 다른 원인의 토크를 전체 토크에서 제외함으로써 어떠한 종류의 손실이 효율에 얼마만큼의 영향을 미치는지 함께 나타내었다. 개선된 파이프형 임펠러인 Model B를 기준으로 하여 나타내었다. 저비속도 펌프의 운전에서 있어서 원판 마찰에 의한 손실이 매우 크며 효율 저하를 주된 원인으로 확인되었고 상대적으로 기계손실에 의한 영향은 적은 것으로 나타났다. 추가로 Fig. 10에서는 전체 토크에 대한 원판마찰 토크의 비율을 유량에 따라 나타내었고 고유량 영역에서 약 30%를 차지하며 체적점에 가까워지는 극저유량에서는 50% 이상을 차지하였다.

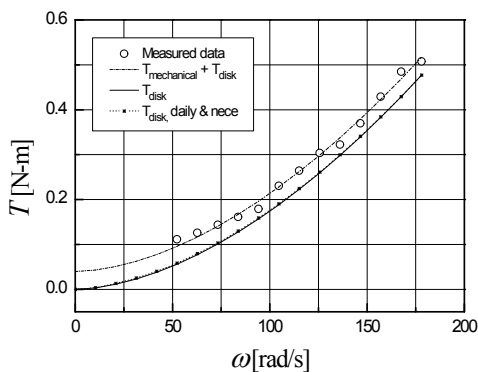


Fig. 8 Disk friction torque

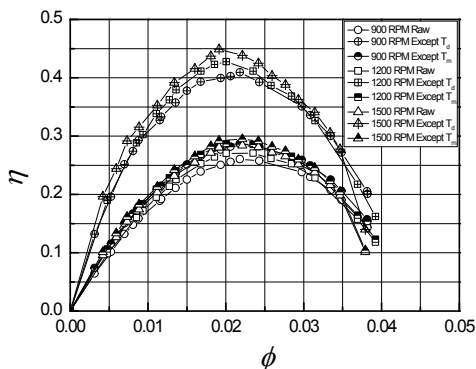


Fig. 9 Classification of torque and efficiency for model B

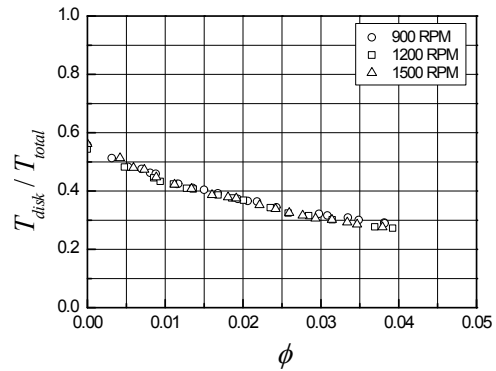


Fig. 10 Ratio of disk friction for model B

이를 통하여 저비속도 영역에서 원판마찰에 대한 고려는 불가피함을 확인하였다.

### 4. 결 론

(1) 파이프형 원심펌프는 저비속도 영역에서 안정적 운전특성과 적절한 압력비 그리고 재생펌프보다 약 8.5% 향상된 효율을 나타내며 종래의 저비속도 펌프에 대한 대체 가능성을 확인하였다.

(2) 임펠러 Model A의 개선된 형태인 Model B는 극저유량 영역에서 매우 미소하게 불안정특성을 보이지만 압력비, 효율, 운전영역 측면에서 모두 향상된 성능을 보였다.

(3) 저비속도 펌프의 운전에서 있어서 원판마찰 토크는 전체 토크의 약 절반을 차지하며 상당한 효율저하를 야기한다. 따라서 저비속도 영역에서의 원판마찰에 대한 고려는 불가피하며 이를 줄이기 위한 추가적인 연구가 필요하다.

(4) 파이프형 원심펌프는 강한 제트형 유동에 의해 유로손실과 자오선 방향 동압손실 그리고 임펠러 출구에서의 혼합손실이 매우 크게 나타난다. 벌류트 내의 유속을 증가시킴으로써 임펠러 출구에서의 혼합손실을 감소시키는 것이 효과적이다.

### 참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.)," John Wiley and Sons, pp. 69~89
- (2) 최영도, 쿠로카와준이치, 이영호, "극저비속도 원심펌프의 성능과 내부유동특성에 관한 연구," 2005 대한기계학회 논문집, pp. 784~794.
- (3) 이정우, 강신형, "수소 재순환 시스템에서의 파이프형 원심 임펠러의 설계 및 성능 특성," 2009 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 619~624.
- (4) David Japikse, Nicholas C. Baines, 1994, "Introduction to Turbomachinery," Concepts ETI, Inc and Oxford University Press, pp. 4-42~4-45.
- (5) Daily JW, Nece RE, 1960, "Chamber dimension effects on frictional resistance of enclosed rotating disks," ASME J. Basic Eng. 82, pp. 217~232.