

## 원심펌프의 회전차 출구 유동 특성

홍순삼\* · 강신형\*\*

### Flow characteristics at the Impeller Exit of a Centrifugal Pump

Soon-Sam Hong\*, Shin-Hyoung Kang\*\*

Key Words: Centrifugal pump(원심펌프), Impeller exit(회전차 출구), Vaneless diffuser(깃없는 디퓨저), Hot-film probe(열필름 프로브)

#### ABSTRACT

The flow at the impeller exit is important to validate engineering design and numerical analysis of pumps. We installed axisymmetric collector instead of the volute casing, so there is no interaction between the impeller and casing. A hot-film probe and a high response pressure transducer are used to investigate the flow at impeller exit and vaneless diffuser region for design and off design flow rate. For a single suction centrifugal pump of low specific speed, the flow field such as velocity, flow angle, and total pressure are measured by traversing the probe across the vaneless diffuser. These data can be used for performance prediction, design, and numerical analysis of pumps.

#### 1. 서 론

펌프의 전양정은 펌프의 입구와 출구에서의 압력차이로부터 쉽게 구할 수 있지만 회전차 출구까지의 양정과 그 이후 볼류트에서의 손실을 분리하기는 쉽지 않다. 또한 회전차 출구에서의 유동은 펌프를 설계하고 펌프의 성능을 예측하거나 CFD 등을 수행할 때 매우 중요하고 꼭 필요한 정보를 제공해준다. 본 연구에서는 단일 열필름 프로브를 이용해 회전차 출구에서의 유동장을 측정했다. 원심압축기 분야에서는 회전차 출구 유동에 대해 많은 연구가 이루어졌는데, Inoue 등<sup>(1)</sup>은 단일 열선 프로브를 이용하여 깃없는 디퓨저 및 깃있는 디퓨저의 2차원 유동을 측정하였고 Pinarbasi 등<sup>(2)</sup>은 깃없는 디퓨저의 3차원 유동을 측정하였다. 원심

펌프에서도 이와 비슷하게, Flack<sup>(3)</sup>은 레이저 속도계를 이용하여 회전차와 볼류트에서의 유동을 연구하였다. Asakura 등<sup>(4)</sup>은 레이저 속도계를 이용하여 캐비테이션이 발생할 때의 2차원 회전차 출구 유동을 측정하였다.

#### 2. 실험장치 및 측정방법

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타냈다. 펌프는 상온의 물을 작동유체로 하며 회전차, 깃없는 디퓨저, 컬렉터로 구성되어 있다. 컬렉터는 회전차 출구에서 원주방향으로 균일한 유동이 형성되도록 하기 위해 축대칭 형상을 가지고 있으며 강신형 등<sup>(5)</sup>은 이 컬렉터를 사용할 때 축대칭 유동이 형성된다고 하였다. 회전차는 출구 직경이 260 mm, 입구 직경이 100 mm, 날개 수 6 개, 출구 날개각이 25° 이고 출구 폭은 14.9 mm 이다. 비속도는 150 (rpm, m<sup>3</sup>/min, m) 이다. 회전차 하

\* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

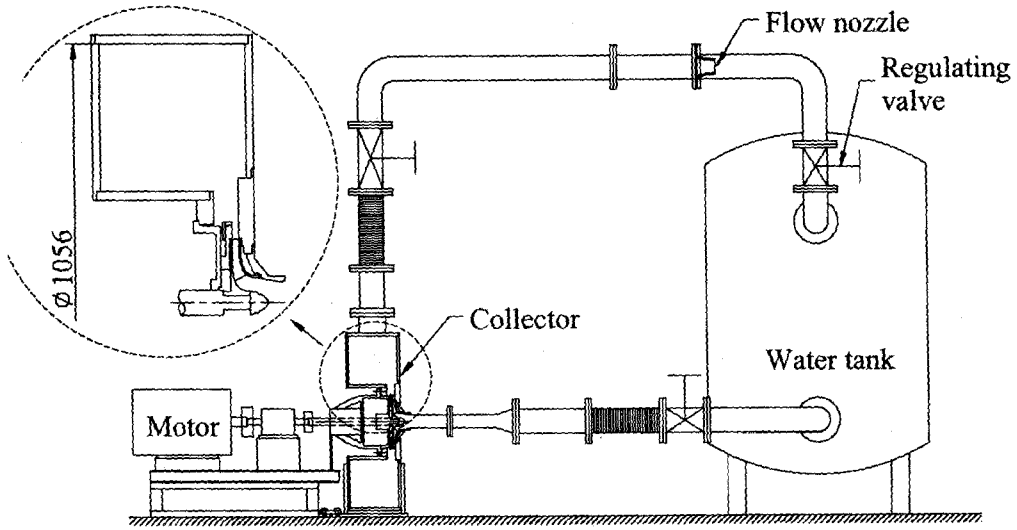


Fig. 1 Schematic view of the test rig

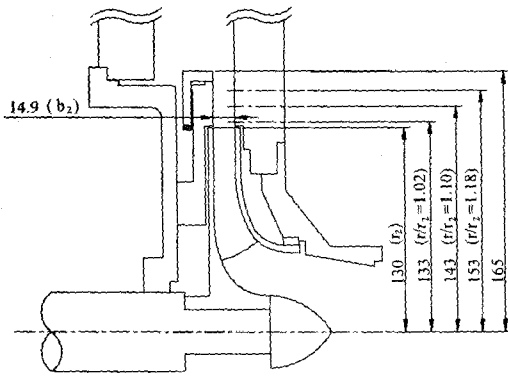


Fig. 2 Location of measurements

류에는 깃없는 평행 디퓨저가 연결되는데 디퓨저 폭은 회전차 출구 폭과 동일하며 입구 직경은 261 mm이고 출구 직경은 330 mm이다.

회전차 출구의 비정상 속도는 I형 단일 열필름 프로브를 써서 측정했다. 축방향 성분은 작으므로 무시

하고 반경방향 및 원주방향의 2차원 유동이라 가정한다. 회전차를 빠져 나온 유체는 깃없는 디퓨저를 통과하게 되는데 이 곳에서 유동측정이 이루어진다. 프로브를 어느 각도에 고정시켜서 한 번 측정하고, 다시 프로브 축을 중심으로 60° 회전한 각도에서 다시 한번 측정하여 두 출력으로부터 속도의 크기와 방향을 결정한다. 이는 Inoue<sup>(6)</sup>가 원심 압축기에서 열선 프로브를 이용하여 유동을 측정한 방법과 동일하다.

비정상 정압 측정에는 작은 고응답 압력 센서를 사용했다. 압력은 쉬라우드 벽에서 측정하였는데, 디퓨저 폭이 14.9 mm 밖에 되지 않기 때문에 측정된 값이 디퓨저 내부 압력을 대표한다고 보았다.

그리고 전압은 이 정압과 필름 프로브에서 측정된 속도로부터 계산했다.

필름 프로브와 압력센서의 출력은 A-D 컨버터에서 3 kHz로 획득했는데 300 rpm으로 펌프를 구동할 때 날개와 날개사이에서 100 개의 데이터를 얻게 된다. 회전차 출구 유동은 대단히 복잡하기 때문에 비정상 센서로 측정된 데이터는 위상평균 기법을 통해 처리되는데, 광센서에서 나오는 펄스를 트리거 신호로 사용한다. 이 펄스는 축 회전당 한 개 발생된다. 그리고 본 연구의 모든 실험은 300rpm에서 이루어졌다.

유동 측정 위치는 Fig. 2에 나타냈는데 회전차 출구 유동 측정은, 프로브와 회전차의 접촉을 감안하여 회전차 출구에서 3mm 하류위치에서 수행되었다. 또한 깃없는 디퓨저 유동특성을 살펴보기 위해  $r = 143\text{mm}$ ,  $153\text{mm}$  에서도 유동을 측정하였다. 이후 제시되는 유동장에 적용되는 각도는 모두 접선방향을 기준으로 삼았고  $C_{slip}$ 이 미끄럼 속도일 때 미끄럼계수는 아래와 같이 정의된다.

$$\sigma = 1 - C_{slip} / U_2 \quad (1)$$

### 3. 실험 결과 및 토론

#### 3.1 평균 유동

회전차 출구에서 측정된 정압 대 유량 관계를 Fig. 3에 나타냈다. 설계유량 ( $\phi_{des}$ )은, 원래 이 회전차가 조립되었던 원심펌프에서 효율이 가장 높은 유량에 해당한다. 설계 유량보다 낮은 유량 ( $\phi_{low}$ ), 높은 유량 ( $\phi_{high}$ )에서도 유동 측정이 이루어졌다. 그림을 보면 전압이 유량에 대해 거의 선형적으로 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 적은 유량 범위에서 측정되었기 때문이다.

열 필름 프로브로 측정된 속도의 정확도를 간접적으로 살펴보기 위해, 회전차 출구의 반경속도를 적분하여 구한 유량과 노즐에서 구한 유량을 비교해 보았다. 노즐에서 구한 유량은 오차가 매우 작을 것으로 판단된다. 설계유량 및 높은 유량 조건에서는 두 가지 방법으로 구한 유량이 잘 일치했는데, 두 값의 차이는 4% 이하였다. 그러나 낮은 유량 조건에서는 적분하여 구한 유량이 노즐에서 구한 유량보다 15% 가량 더 크게 나왔다. 낮은 유량 조건에서는 프로브의 측정 오차가 높은 유량 조건에 비해 커질 수밖에 없다. 절대 유동각이 접선 방향을 기준으로 하여  $5^\circ$  밖에 되지 않기 때문에, 단지  $0.5^\circ$  의 편차가 약 10%의 유량 변화를 초래할 수 있는 것이다.

회전차 출구에서 폭 방향에 대한 평균유동의 변화를 보기 위해, 세 가지 유량에서 열필름 프로브로 측정된 평균 유동을 Fig. 4에 나타냈다. 여기서 평균유동은, 측정 위치에서 구한 위상평균된 유동을 다시 면적 평균, 즉 시간평균하여 구하게 된다.

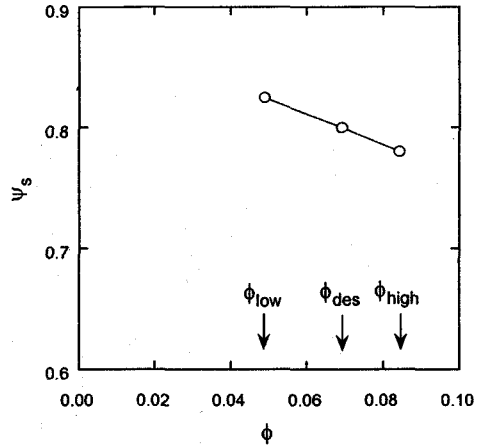
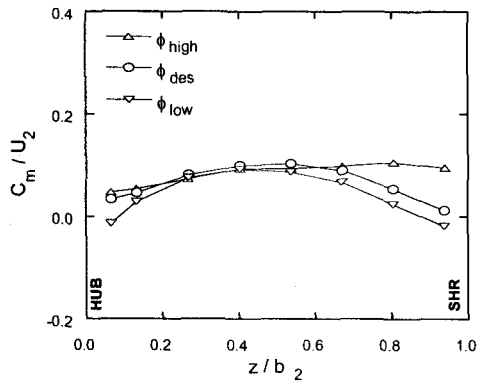


Fig. 3 Static pressure rise at impeller exit

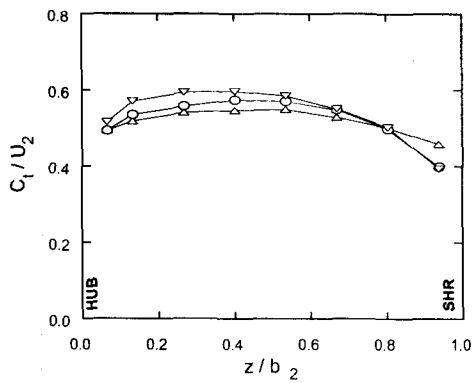
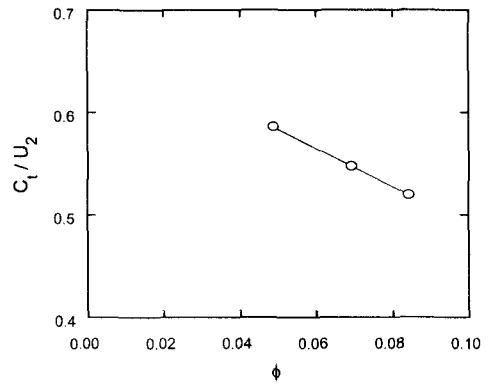
반경속도의 경우, 높은 유량에서는 폭방향으로 거의 선형적인 분포를 보이다가 유량이 감소하면서 대칭형의 경계층 모양의 분포를 보인다. 낮은 유량에서는 허브와 쉬라우드 쪽에서 역류가 발생하는 것이 관찰된다.

접선속도의 경우, 유량이 감소하면 폭의 중심부와 벽쪽의 속도차가 커진다. 그리고 폭방향으로 평균한 속도는 유량이 감소하면서 증가한다. 미끄럼계수의 경우, 유량이 감소하면서 쉬라우드 쪽에서 많이 감소한다. 하지만 폭방향으로 평균하면 미끄럼계수는 유량에 대해 큰 변화는 없는 것을 알 수 있다. 회전차 출구에서 유량에 대한 유동의 대체적인 변화를 살펴보기 위해 평균유동을 다시 폭방향으로 질량 평균하여 Fig. 5에 나타내었다. 이 결과는 펌프 회전차, 디퓨저, 볼류트 등의 개략적인 설계를 할 때 이용될 수 있을 것이다. 접선속도의 경우 유량이 감소하면서 선형적으로 증가하였다. 미끄럼 계수의 경우, 유량이 감소하면 그 값이 감소하지만 변화량이 매우 작기 때문에 유량에 대해 거의 일정하다고 보아도 무방할 정도이다. 본 연구에 사용된 회전차에 대해 Wiesner<sup>(7)</sup>의 식을 적용하면 계산된 미끄럼계수는 0.82이고 Noorbakhsh<sup>(8)</sup>의 결과로부터는 그 값이 0.75로 나온다. 본 실험에서 측정된 미끄럼계수는 설계유량에서 0.70인데 위 두 값보다는 약간 작은 결과이다. 유량이 감소하면 절대유동각과 상대유동각 모두 선형적으로 감소하는 경향을 보인다. 그리고 상대유동각이 절대유동각보다 약간 큰 것을 알 수 있다.

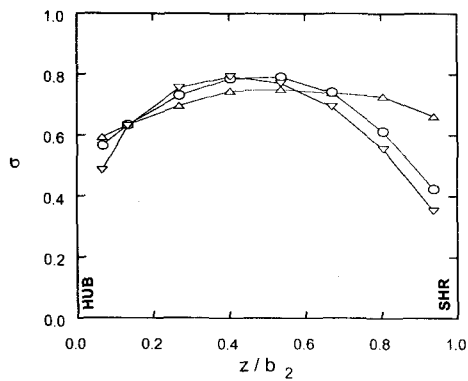
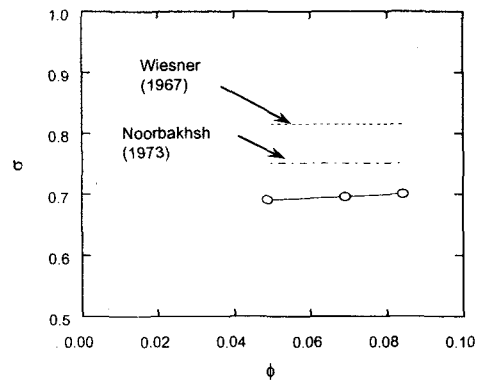
측정위치를 회전차 출구 하류로 이동시키면서 깃없



(a) radial velocity



(b) tangential velocity



(c) slip factor

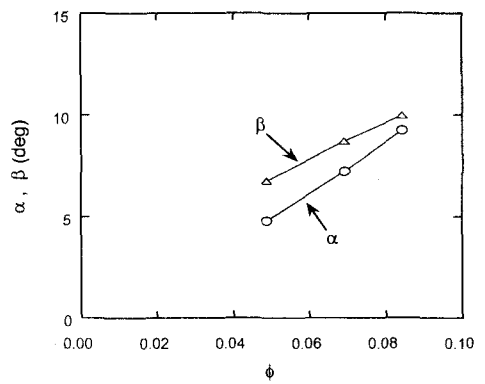


Fig. 4 variation of mean flow with flow rate at impeller exit

Fig. 5 Averaged flow versus flow rate at impeller exit

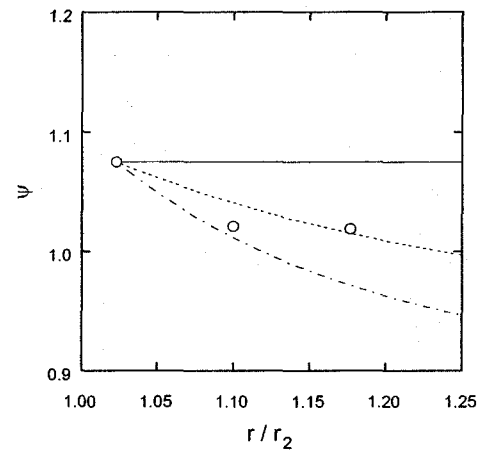
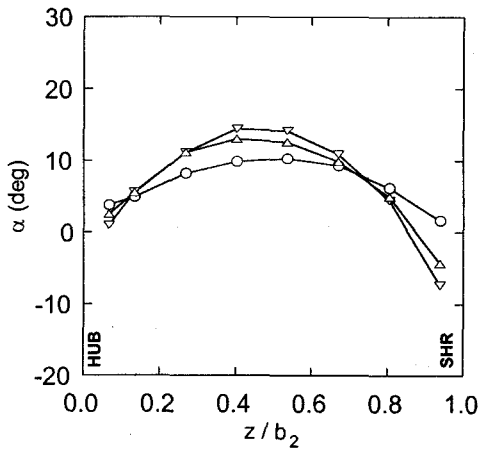
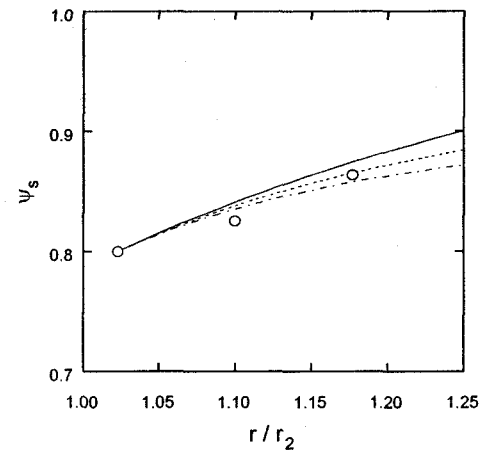
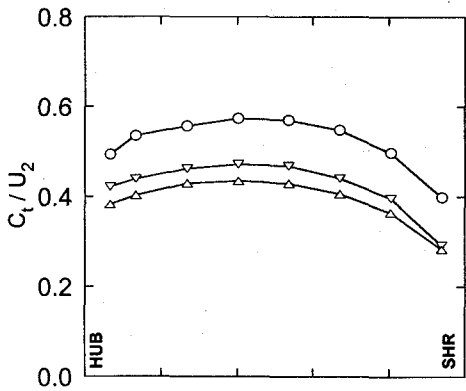
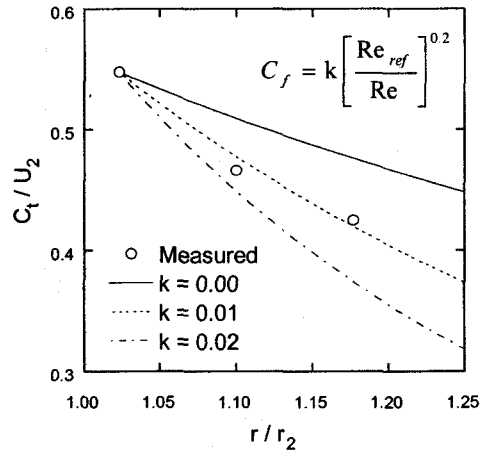
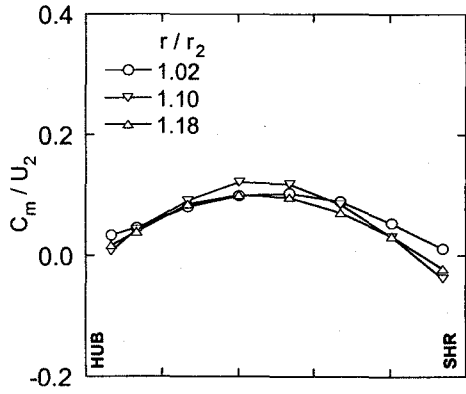


Fig. 6 Variation of mean flow with radius at  $\phi = \phi_{des}$

Fig. 7 Measured and predicted flow versus radius at  $\phi = \phi_{des}$

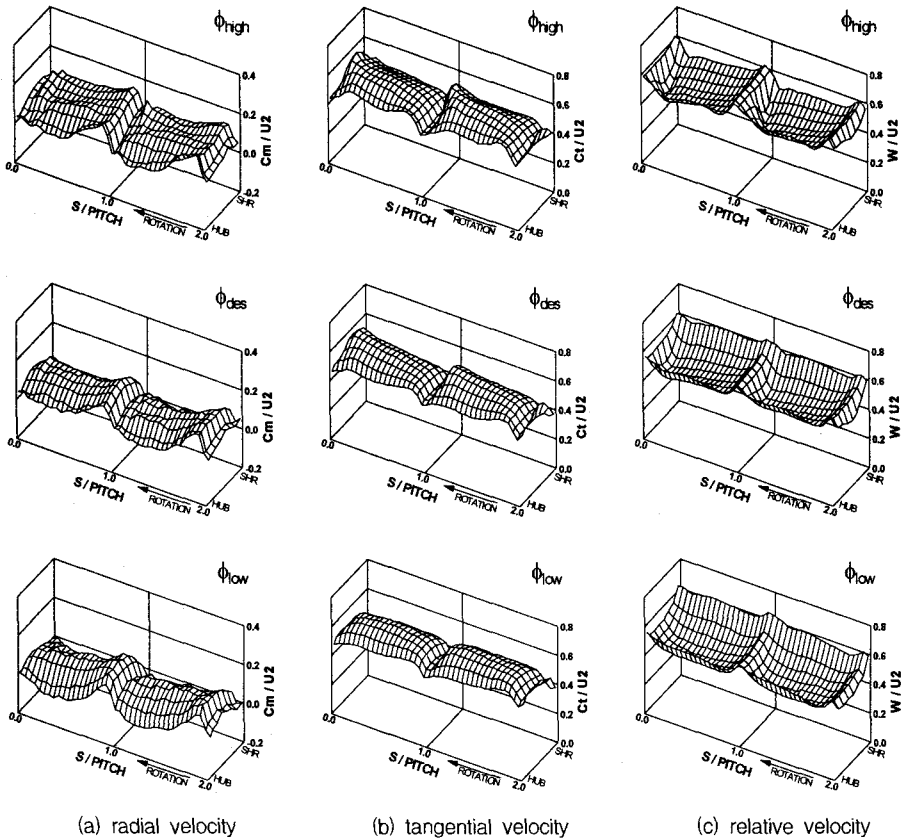


Fig. 8 Variation of phase averaged flow with flow rate at impeller exit

는 디퓨저에서 회전차 출구에서의 동일한 실험을 수행하였는데 설계유량 조건 ( $\phi_{des}$ )에서만 유동을 측정하였다. Fig 6에는 평균 유동의 폭방향 변화를 도시했다. 반경속도는 반경에 대한 변화가 작았다. 접선속도의 경우는, 대체적으로 측정 반경에 대해 반비례하는 경향을 보이는데 폭방향의 분포 형태는 크게 변하지 않았다. 절대유동각의 경우, 회전차 출구에서  $r/r_2 = 1.10$ 로 가면서 폭중심과 벽에서의 각도 차이가 커진다. 이는 반경이 증가하면서 벽 근처에서는 점성의 영향으로 각도가 감소하기 때문이다. 깃없는 디퓨저에서는 반경이 커지면서 중심의 유동각과 벽쪽의 유동각의 차이가 커진다고 알려져 있는데 본 실험에서도,  $r/r_2 = 1.02 \sim 1.10$ 에서는 이와 동일한 경향을 보이는 것을 알 수 있다

Stanitz<sup>(9)</sup>는 깃없는 디퓨저 유동에 대해 1 차원으로 계산했다. 이 계산에서는 표면 마찰계수를 어떤 값으로 정할 것인가 하는 것이 중요한 문제로 대두된다. Japikse<sup>(10)</sup>는 아래와 같은 경험식을 사용했다.

$$C_f = k \left( \frac{Re_{ref}}{Re} \right)^{0.2} \quad (2)$$

여기서  $Re$ 는 레이놀즈 수로서 아래와 같이 정의된다.

$$Re = \frac{2Cb}{\nu} \quad (3)$$

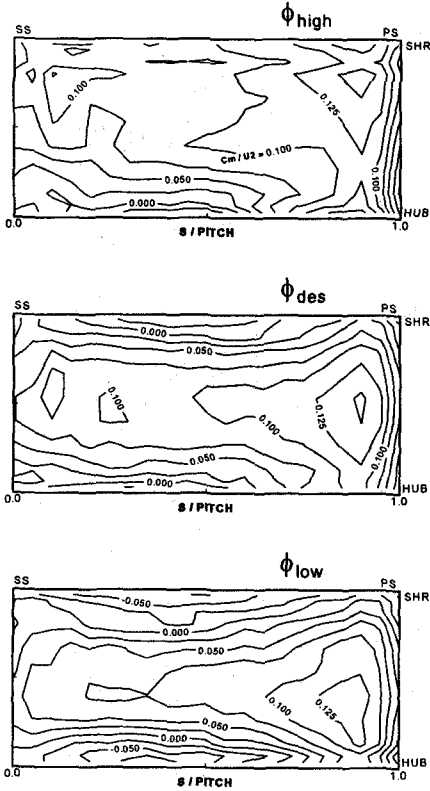


Fig. 9 Contours of radial velocity at impeller exit

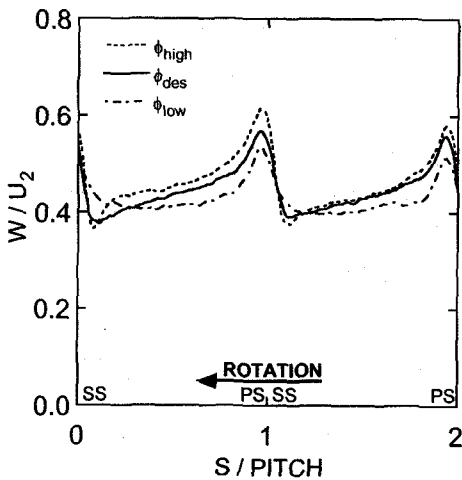


Fig. 10 Variation of phase averaged flow with flow rate at impeller exit for mid width ( $z = 8 \text{ mm}$ )

여기서  $b$ 는 디퓨저 폭을 나타낸다. Japikse<sup>(10)</sup>는 보통  $Re_{ref} = 1.8 \times 10^5$ ,  $k=0.01$ 로 했다. 본 연구에서 하류로 가면서 측정된 유동을 위 계산 방법으로 예측한 결과와 비교해 보았다. Fig. 7에 접선속도, 정압, 전압을 나타냈다. 이 그림을 보면 표면 마찰 계수  $C_f$ 를 구하는 데 사용하는 상수  $k$  값을 0.01로 할 때 잘 예측하는 것을 알 수 있다.  $r/r_2 = 1.10$ 에서는 측정값이 예측한 경향으로부터 조금 벗어나는데, 이 위치는 회전차와 매우 가까운 곳이기 때문에 유동이 급격히 변하기 쉽다. 그래서 예측한 경향과 조금 다른 것으로 추정된다.

### 3.2 순간 유동

세 가지 유량 조건에서 반경속도, 접선속도 및 상대속도의 위상평균 결과를 Fig. 8에 나타냈다. 이 그림 두 개의 날개 통로에 대해 3차원 형태로 표시했는데 전형적인 제트-후류 유동을 관찰할 수 있다. 세 가지 유량에서 모두 반경속도는 흡입면보다 압력면에서 크다. 접선속도의 경우, 반경속도와는 반대로 압력면보다 흡입면에서 더 크다. 그리고 흡입면과 압력면에서의 속도의 차이가 유량이 감소하면서 감소한다. 상대속도는 접선속도와 정반대의 경향을 보인다.

반경속도의 변화를 다른 각도에서 살펴보기 위해 Fig. 8(a)의 반경속도를 한 개의 날개통로에 대해 등고선 형태로 표시하여 Fig. 9에 도시했다. 원심압축기 출구에서 순간유동을 측정된 Eckardt<sup>(11)</sup>는 피치방향으로  $S/PITCH = 0.2 \sim 0.5$  부근에서 후류 중심(wake core)이 존재한다고 했다. 여기서 후류 중심은 낮은 반경속도 영역을 의미한다. Inoue 등<sup>(1)</sup>은 후류 중심이 유량에 따라서 위치가 바뀌는데 유량이 감소하면서 쉬라우드에서 허브쪽으로 그 위치가 옮겨진다고 했다.

본 실험의 경우 피치방향으로  $S/PITCH=0.3 \sim 0.5$  부근에서 낮은 반경속도가 관찰된다. 높은 유량에서는 허브쪽에 낮은 반경속도 영역이 존재한다. 설계 유량에서는 허브쪽뿐만 아니라 쉬라우드쪽에서도 역류 영역이 존재하고 낮은 유량에서는 허브와 쉬라우드쪽에서 넓은 영역에 걸쳐 역류 영역이 분포하게 된다. Inoue 등<sup>(1)</sup>, Eckardt<sup>(11)</sup>의 압축기 회전차는 출구 날개각이  $90^\circ$ 이고 쉬라우드가 없는 형태인데, 본 실험의 회전차는 출구 날개각이  $25^\circ$ 인 쉬라우드가 있는 형상이다. 본 실험의 경우에 위 두 저자의 결과와 달리, 낮은

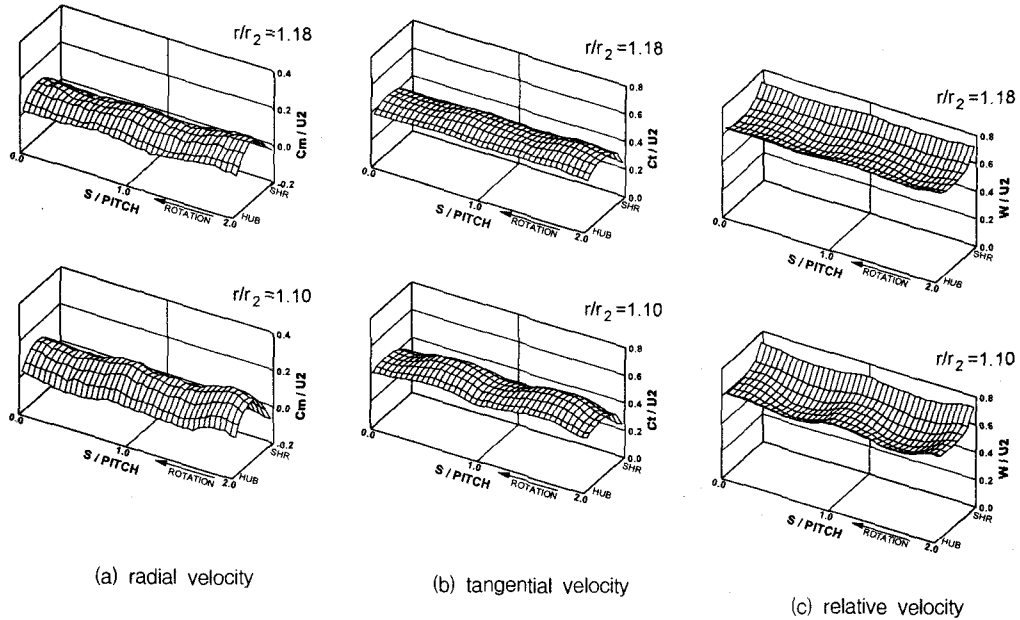


Fig. 11 Distribution of phase averaged flow at downstream locations at  $\phi = \phi_{des}$

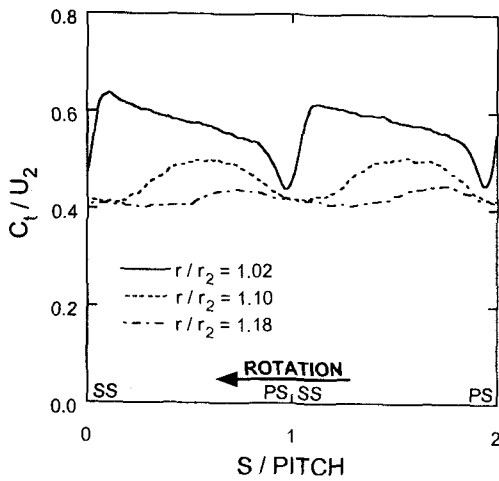


Fig. 12 Variation of phase averaged flow with radius at impeller exit for at mid width ( $z = 8$  mm),  $\phi = \phi_{des}$

반경 속도 영역이 좁은 구간에서 눈에 띄게 존재하

지 않고 넓게 분포되는 이유는 회전차의 형상이 압축기의 회전차와는 많이 다르기 때문인 것으로 여겨진다.

폭중양 ( $z=8$  mm)에서의 순간유동을 세 가지 유량 조건에서 서로 비교하여 보았다. 허브와 쉬라우드에서는 유량에 대해 변화가 크지만 폭중양에서는 유량에 대해 유동값이 많이 변하지 않았다. Fig. 10의 접선속도의 경우, 유량이 감소하면 흡입면과 압력면의 속도차가 감소하는 경향을 보이는데 낮은 유량에 이르러서는 이 속도차가 없이 피치방향으로 거의 편평한 속도 분포를 보이게된다.

순간유동의 반경에 대한 변화를 보기 위해 회전차 하류 두 반경 위치에서의 유동 분포를 Fig. 11에 나타내었는데, 모두 설계 유량 조건에서의 값이다. 전체적인 경향은, 하류로 가면서 속도 성분들이 압력면과 흡입면에서의 차이가 감소한다는 것이다.  $r/r_2 = 1.18$ 에 이르러서는 속도의 차이가 거의 없게 된다. 하류로 가면서 흡입면의 후류 영역과 압력면의 제트 영역이 혼합되어 피치간 비균일성이 감소하는 것을 알 수 있다.

폭중양에서 측정된 순간유동을 세 반경에 대해 비교해 보았다. Fig. 12의 접선속도 분포를 보면 피치방



향의 속도 비균일성 변화가 명확히 나타난다. 또한 하류로 가면서, 접선속도 최대값의 피치방향 위치가 회전차의 회전방향에 대해 상대적으로 뒤쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 요약

비교적 낮은 비속도 원심펌프의 회전차 출구 및 기 없는 디퓨저 내부에서 열필름 프로브와 고응답 압력센서를 이용하여 비정상 유동장을 측정했는데 다음의 결과를 얻었다.

평균유동의 경우 미끄럼계수는 유량에 대해 거의 일정한 분포를 보였으며 경험식들로부터 구한 값보다 약간 작았다. 평균 유동의 반경방향 변화를 보면 기 없는 디퓨저에서 표면 마찰을 고려하는 경험 계수를 이용했을 때 측정값을 잘 예측하였다.

순간유동의 경우 쉬라우드가 없는 압축기 회전차와는 다르게 낮은 반경속도 영역이 피치방향으로 넓게 분포되었다. 회전차 출구에서 하류로 가면서 피치방향 비균일성은 감소하는데 본 실험의 경우 반경비가 1.18 일 때 이 비균일성은 거의 없어졌다.

#### 참고 문헌

- (1) Inoue, M., Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers," ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 106, pp. 455-467.
- (2) Pinarbasi, A., Johnson, M. W., 1994, "Off design flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser," ASME Paper 94-GT-42.

- (3) Flack, R. D., 1996, "Internal flow measurements in centrifugal flow pumps," The 5th Colloquium on Turbomachinery, TPMRC, Korea, pp. 367-392.
- (4) Asakura, E., Hasegawa, Y., Kikuyama, L., Nomura, R., "Study on exit flow of a centrifugal pump impeller in cavitation condition," ASME FEDSM99-7211.
- (5) 강신형, 홍순삼, 1999, "원심펌프의 회전차 출구 유동에 관한 실험적 연구," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 234-241.
- (6) Inoue, M., 1980, Centrifugal compressor diffuser studies, Ph.D. thesis, University of Cambridge.
- (7) Wiesner, F. J., 1967, "A review of slip factors for centrifugal impellers," ASME Journal of Engineering for Power, vol. 89, pp. 558-572.
- (8) Noorbakhsh, A., Kirsch, P. M., 1973, "Theoretical and real slip factor in centrifugal pumps," Von Karman Institute, Technical Note 93.
- (9) Stanitz, J. D., 1952, "One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change," NACA TN 186.
- (10) Japikse, D., 1982, "Advanced diffusion levels in turbocharger compressor and component matching," C45/82, Institution of Mechanical Engineers, pp. 143-156.
- (11) Eckardt, D., 1975, "Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller," ASME Journal of Engineering for power, pp. 337-346.