

〈논 문〉

혼류 펌프의 성능 해석

오형우* · 윤의수** · 하진수*** · 정명균****

(1997년 5월 26일 접수)

Performance Prediction of Mixed-Flow Pumps

Hyoung Woo Oh, Eui Soo Yoon, Jin Soo Ha and Myung Kyoon Chung

Key Words : Mixed-Flow Pumps(혼류 펌프), Mean Streamline Analysis(평균 유선 해석), Loss Models(손실 모델), Two-Dimensional Cascade Theory(2차원 익렬 이론), Performance Prediction(성능 예측)

Abstract

The present study has tested semi-empirical loss models for a reliable performance prediction of mixed-flow pumps with four different specific speeds. In order to improve the predictive capabilities, this paper recommends a new internal loss model and a modified parasitic loss model. The prediction method presented here is also compared with that based on two-dimensional cascade theory. Predicted performance curves by the proposed set of loss models agree fairly well with experimental data for a variety of mixed-flow pumps in the normal operating range, but further studies considering 'droop-like' head performance characteristic due to flow reversal in mixed-flow impellers at low flow range near shut-off head are needed.

| 기 호 설 명 | | | |
|-----------|----------------------------|------------|-------------------------------------|
| b | : 임펠러 폭 | H | : 수두 (m) |
| b^* | : 임펠러 출구 폭에 대한 디퓨저 입구 폭의 비 | h | : 디퓨저 폭 |
| C_D | : 항력 계수 | L_b | : 임펠러 유로 길이 |
| C_f | : 표면 마찰 계수 | L_θ | : 자오면상에서의 임펠러 평균 유선 길이 |
| C_L | : 양력 계수 | N_s | : 비속도 (rpm, m ³ /min, m) |
| c | : 익렬 길이 | P_{act} | : 축동력 |
| D | : 지름 | Q | : 부피 유량 |
| D_f | : 확산비 | Q^* | : 누설 유량을 포함한 부피 유량 |
| D_{hyd} | : 임펠러 평균 수력학적 지름 | r | : 반지름 |
| f | : 실험 계수 또는 수정 계수 | s | : 피치 |
| g | : 중력 가속도 | U | : 날개 속도 |
| | | V | : 절대 속도 |
| | | W | : 상대 속도 |
| | | W_{ui} | : 임펠러 입구측 상대 속도의 접선 방향 성분 |
| | | Z | : 날개수 |
| | | α | : 자오면을 기준으로 한 절대 유동 각 |

*회원, 한국과학기술원 기계공학과

**회원, 한국기계연구원 열유체 시스템 연구부

***현대중공업 엔지니어링본부 유체기계설계부

****회원, 한국과학기술원 기계공학과

- Δh : 수두 변화량(m)
- ε : 간극
- ε_{wake} : 임펠러 출구 면적에 대한 후류 영역의 비
- η_p : 펌프 효율
- ν : 반원추각
- ρ : 유체 밀도
- s : 2차 유동 또는 디퓨저
- sep : 박리
- sf : 표면 마찰
- t : 임펠러 팁
- u : 접선 방향
- vd : 갯있는 디퓨저

하첨자

- 0 : 임펠러 입구 직전
- 1 : 임펠러 입구
- 2 : 임펠러 출구측
- a : 환형
- cl : 간격
- $diff$: 확산
- $Euler$: 오일러
- ent : 임펠러 입구 직전
- h : 임펠러 허브
- inc : 입사각
- int : 내부 조건
- lk : 누설
- m : 제공된 평균 위치 또는 벡터 평균
- mix : 혼합
- $m1m$: 임펠러 입구측 자오면 방향
- p : 형상
- r : 임펠러
- rc : 재순환

1. 서론

현재 저유량 조건에서 회전하는 혼류 임펠러내에서 재순환하는 역류 현상에 기인한 비정상 3차원 난류 유동을 모델링하는 신뢰할 만한 모델이 부족한 상태이므로 혼류 임펠러의 실제 설계와 탈설계점 해석은 아직까지 실험적 손실 상관식들과 2차원 익렬 이론에 의존하고 있는 상황이다. 산업체 내부에서 과거의 경험을 통해 개발되어온 수많은 성능 예측 방법이 있으나, 그러한 설계 및 해석 방법은 각 산업체에서 경쟁적으로 민감한 부분이므로 공개되어 있는 자료가 없는 실정이다.

Myles⁽¹⁾는 저유량 조건에서의 수두-유량 특성 곡선에서 골(dip)이 발생하는 현상을 결정하기 위해 익렬 성능 자료에 근거한 깃-형상 양력 계수 판정 기준(blade-shape lift coefficient criterion)을 제안했다. Sarkar^(2,3)는 넓은 운전 범위에서 비속도가 큰 혼류 임펠러에 대한 공기 역학적 성능 실험을 수행했고 2차원 익렬 이론에 근거한 해석 방

Table 1 Specifications of HD pumps.

| Pump | Parameter* | Impeller | | Vaned diffuser | | Z_r | Z_s | Ns |
|------|-------------|----------|--------|----------------|--------|-------|-------|------|
| | | Inlet | Outlet | Inlet | Outlet | | | |
| HD-1 | Diameter | 242.2 | 383.8 | 411.1 | 351.8 | 5 | 7 | 578 |
| | Width | 118.9 | 104.7 | 119.8 | 352.7 | | | |
| | Blade angle | 70.5° | 59.1° | 66.0° | 4.8° | | | |
| HD-2 | Diameter | 280.1 | 408.8 | 463.0 | 436.4 | 5 | 7 | 800 |
| | Width | 171.4 | 124.6 | 139.6 | 133.1 | | | |
| | Blade angle | 67.0° | 59.8° | 51.8° | 7.9° | | | |
| HD-3 | Diameter | 197.0 | 252.3 | 273.5 | 272.8 | 4 | 7 | 1047 |
| | Width | 98.2 | 104.5 | 101.9 | 108.0 | | | |
| | Blade angle | 63.4° | 60.2° | 39.2° | 11.8° | | | |
| HD-4 | Diameter | 439.0 | 564.9 | 603.7 | 630.0 | 4 | 7 | 1083 |
| | Width | 213.0 | 234.0 | 239.3 | 238.6 | | | |
| | Blade angle | 65.5° | 59.7° | 36.4° | 13.7° | | | |

(* lengths in mm)

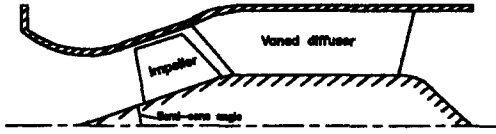


Fig. 1 Meridional cross section of mixed-flow pump.

법을 제시했다. 그는 혼류 임펠러의 해석을 위해 벡터 평균 속도(vectorial mean velocity)라는 개념을 도입했다. Jansen과 Sunderland⁽⁴⁾는 임펠러 내부의 역류 현상을 고려한 새로운 성능 해석 방법을 제시했다. 그러나 혼류 임펠러의 수두와 효율에 대한 그들의 예측 결과는 크게 향상되지 않았다.

본 연구는 갖있는 디퓨저를 갖는 혼류 펌프의 정확한 성능 해석을 하는데 필요한 손실 상관식을 찾는 것을 목적으로 한다. 여기에서 혼류 펌프는 원심 임펠러의 형상과 유사한 임펠러와 축류 디퓨저로 구성되어 있다고 가정한다. 그러므로 이 논문은 임펠러의 성능 해석을 위해 원심 임펠러의 손실 모델⁽⁵⁾을 적용하고 갖있는 디퓨저의 해석을 위해 축류 터보 기계의 2차원 익렬 이론을 도입하기로 한다.

이 논문에서 내부 손실은 혼류 임펠러에 밀접한 관계가 있는 박리-유동 손실(separated-flow loss)를 포함한 7가지로 나뉘어진다. 외부 손실에 큰 영향을 주는 재순환 손실은 새로 수정된 형태의 손실식에 의해 계산되어진다. 여기에서 선택된 손실 상관식들은 4가지 형태의 혼류 펌프(앞으로 HD 펌프로 언급될 것임)의 성능 해석을 하는데 적용하기로 한다. HD 펌프에 대한 자료는 Table 1에 실려 있다. Fig. 1은 자오면 상에서의 전체적인 형상을 보여준다.

그리고 이 논문에서 제안된 실험적 손실 모델들을 사용한 성능 예측 결과를 2차원 익렬 이론에 근거한 해석 방법과 비교해 보기로 한다.

2. 내부 손실 해석

2.1 미끄럼 계수의 수정

원심형 터보 기계의 경우 임펠러의 출구측에서 발생하는 미끄러짐(slip)은 임펠러 깃 사이의 가장 큰 상대 와류(relative eddies)에 기인한다. 원심 임펠러의 형상과는 달리 원추면(conical plane)상에 임펠러가 존재하는 혼류 임펠러의 경우, 상대 와류는 자오면에 평행인 성분과 수직인 성분으로

나뉘어진다. 수직 성분의 상대 와류는 코리올리력(Coriolis force)을 발생시키고 이것은 임펠러 출구측에서의 미끄러짐 현상으로 나타난다.⁽⁷⁾ 본 연구에서는 미끄럼 계수(slip factor)에 영향을 주는 코리올리 효과⁽⁸⁾를 고려하기 위해 원심 임펠러의 미끄럼 계수에 $\sin \nu$ 를 곱해준다. 즉, 혼류 임펠러의 출구측에서 발생하는 미끄럼 속도(slip velocity, $V_{SL(mixed)}$)는 다음과 같이 계산된다.

$$V_{SL(mixed)} = V_{SL(cent)} \cdot \sin \nu \quad (1)$$

여기에서 $V_{SL(cent)}$ 는 원심 임펠러에서의 미끄럼 속도로서 이것은 여러 가지 이론적 관계식들의 포괄적인 비교를 통해 정리한 Wiesner⁽⁸⁾의 미끄럼 계수를 통해 계산되어진다.

2.2 혼류 펌프의 내부 손실 해석

지금까지 혼류 펌프의 설계와 탈설계점 해석은 보통 유사한 펌프 모델들 사이에 존재하는 상사 법칙을 통해 이루어졌다. 그러한 수많은 실험 자료에 근거한 상사성을 이용한 성능 해석 방법은 비교적 정확한 예측 결과를 보여준다. 그러나 기존의 모델을 벗어난 새로운 형상에 대한 설계와 성능 예측이 필요한 경우에는 손실 모델을 바탕으로 한 성능 해석이 필요하다.

먼저 본 연구에서는 원심 임펠러의 6가지 최적 내부 손실 모델 조합에 대한 기존의 연구 결과⁽⁵⁾를 도입하기로 한다(Table 2). 그리고 6가지 내부 손실에 임펠러 내부의 흡입면에서 발생하는 유동 박리(flow separation)에 기인한 수두 손실을 고려하기로 한다. Fig. 2~Fig. 5의 결과를 보면, 혼류 임펠러의 수두 특성 곡선은 저유량에서 골(dip)이 나타난다. 즉, 유량이 증가함에 따라 수두가 감소한 후 다시 증가한다. 그리고 유량에 따라 수두가 감소하는 특성을 보인다. 이러한 파형(wavy variation)의 수두 변화는 저유량 영역에서의 유동 박리에 기인한다.⁽¹⁴⁾ Jansen과 Sunderland⁽⁴⁾는 임펠러 내부의 2차 유동, 깃의 곡률 그리고 좁은 유로 때문에 대부분의 경우 임펠러의 입·출구 상대 속도비(상대 속도 확산 비)가 '1.4'가 될 때 유동의 박리가 진행된다고 밝혔다. 이러한 물리적인 현상을 토대로 다음과 같은 손실 모델을 고안했다.

$$\Delta h_{sep} = f_{sep} \left(\frac{W_{1t}}{W_2} - 1.4 \right)^2 \frac{W_2^2}{g} \quad (2)$$

Table 2 A recommendable set of loss models for mixed-flow impellers.

| Loss mechanism | Loss model | Reference |
|--------------------|--|---------------------------------------|
| Entrance loss | $\Delta h_{ent} = f_{ent} \frac{V_0^2}{2g}$ where f_{ent} depends on inlet configuration.* | Rathod and Donovan ⁽⁹⁾ |
| Incidence loss | $\Delta h_{inc} = f_{inc} \frac{W_{it}^2}{2g}$ where $f_{inc} = 0.5 \sim 0.7^{**}$ | Conrad <i>et al.</i> ⁽¹⁰⁾ |
| Diffusion loss | $\Delta h_{diff} = 0.05 D_f^2 U_2^2 / g$ | Coppage <i>et al.</i> ⁽¹¹⁾ |
| Skin friction loss | $\Delta h_{sf} = 2 C_f \frac{L_b}{D_{hyd}} \frac{\bar{W}^2}{g}$ where $\bar{W} = \frac{V_{1t} + V_2 + W_{1t} + 2W_{1h} + 3W_2}{8}$ | Jansen ⁽¹²⁾ |
| Clearance loss | $\Delta h_{cl} = 0.6 \frac{\varepsilon}{b_2} \frac{V_{u2}}{g} \left[\frac{4\pi}{b_2 Z_r} \left\{ \frac{r_{1t}^2 - r_{1h}^2}{2(r_{2t} - r_{1t})} \right\} V_{u2} V_{m1m} \right]^{1/2}$ | Jansen ⁽¹²⁾ |
| Mixing loss | $\Delta h_{mix} = \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha_2} \left(\frac{1 - \varepsilon_{wake} - b^*}{1 - \varepsilon_{wake}} \right)^2 \frac{V_2^2}{2g}$ | Johnston and Dean ⁽¹³⁾ |
| Separation loss | $\Delta h_{sep} = f_{sep} \left(\frac{W_{1t}}{W_2} - 1.4 \right)^2 \frac{W_2^2}{g}$ where $f_{sep} = 0.61$ | Present (Equation (2)) |
| Recirculation loss | $\Delta h_{rc} = f_{rc} \cdot f \cdot \sinh(3.5 \alpha_2^2) D_f^2 U_2^2 / g$ where $f = 8 \times 10^{-5}$ $f_{rc} = 0.54$ | Present (Equation (5)) |
| Leakage loss | $\Delta h_{lk} = \frac{Q_{cl} U_{cl} U_2}{2Q^* g}$ where $U_{cl} = 0.816 \sqrt{2 \Delta P_{cl} / \rho}$ $\Delta P_{cl} = \frac{\rho Q^* \{ r_2 V_{u2} - (r_1 V_{u1})_m \}}{Z_r r b L_o}$ $\bar{r} = \frac{r_1 + r_2}{2}, \quad \bar{b} = \frac{b_1 + b_2}{2}$ $Q_{cl} = Z_r \varepsilon L_o U_{cl}$ | Aungier ⁽¹⁵⁾ |

* This paper uses '0.13' considering the impeller inlet curvature and diameter of four model pumps.

** This paper uses '0.6' which is a loss coefficient in order to consider the difference of the tangential components of impeller inlet relative velocities.

여기에서 f_{sep} 는 박리 손실 계수(separation loss coefficient)이다.

이 논문에서 혼류 임펠러의 수두를 예측하기 위해 제안하는 내부 손실 모델들은 Table 2에 실려 있다.

혼류 펌프의 대부분은 자오면 상에서 디퓨저의 익현이 축방향과 평행인 형상을 가지고 있다. 그러므로 이 논문에서는 2차원 익형 이론과 Howell⁽⁶⁾의 손실 상관식을 이용해서 갖있는 디퓨저에서 발

생하는 수두 손실을 계산하기로 한다.

혼류 펌프의 디퓨저 내부에서 발생하는 내부 손실을 계산하기 위한 손실 모델들은 Table 3에 실려 있다.

그럼 혼류 펌프의 전체 수두는 다음과 같은 식에 의해 계산되어진다.

$$H = H_{Euler} - (\sum \Delta h_{int} + \Delta h_{vd}) \quad (3)$$

여기에서 $\sum \Delta h_{int}$ 은 펌프 임펠러 내부에서 발생하

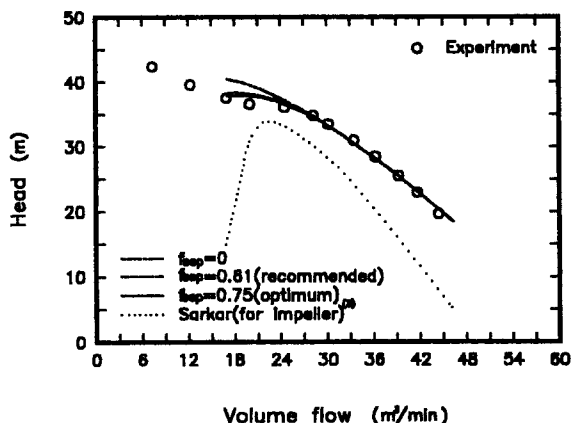


Fig. 2 Comparison of experimental and calculated head for HD-1 pump.

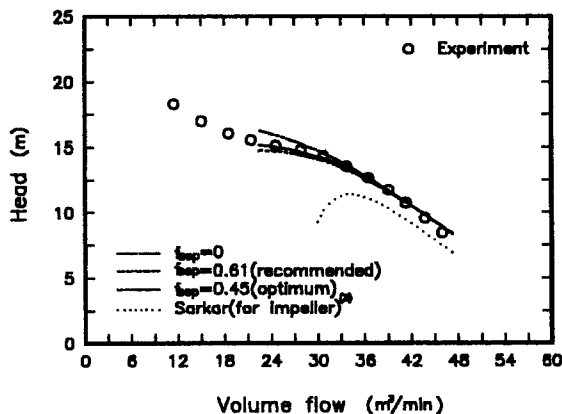


Fig. 3 Comparison of experimental and calculated head for HD-2 pump.

는 손실들의 총합을 나타내고 Δh_{vd} 은 갖는 디퓨저의 전체 내부 손실을 의미한다.

3. 외부 손실 해석

혼류 펌프의 전체 효율은 다음과 같은 식에 의해 결정된다.

$$\eta_p = \frac{\rho g Q H}{P_{act}} \quad (4)$$

위식에서 분모는 외부 손실을 포함한 실제의 축동력을 나타낸다. 본 연구에서는 외부 손실이 재순환 손실(recirculation loss)과 누설 손실(leakage loss)로 구성되어 있다고 가정한다. 즉, 여기에서 말하는 재순환 손실은 임펠러 내부의 유동 역류에 의한 내부적인 재순환 손실 이외에, 임펠러 출구측

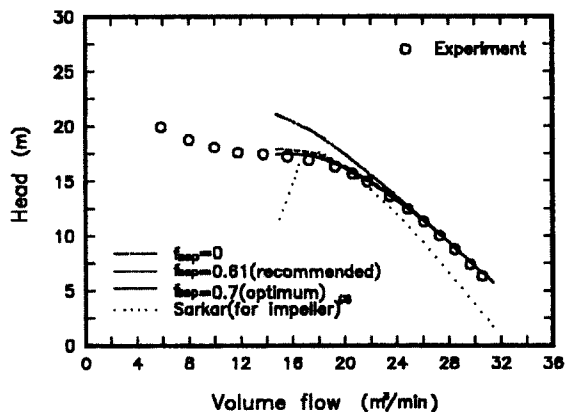


Fig. 4 Comparison of experimental and calculated head for HD-3 pump.

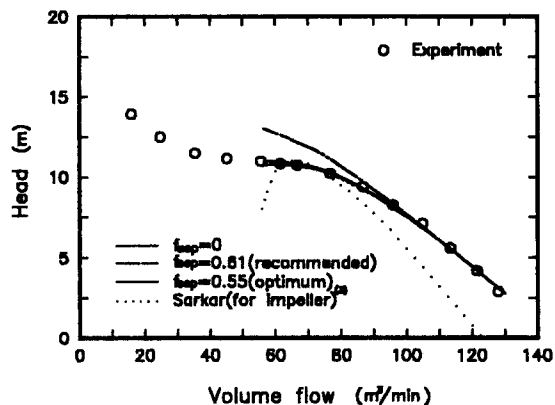


Fig. 5 Comparison of experimental and calculated head for HD-4 pump.

유동이 디퓨저에서의 주유동의 압력 구배를 견딜 만한 운동량이 부족함에 따라 디퓨저 입구측으로부터 임펠러 출구측으로의 역류가 발생하게 됨으로써 이론적 입력 수두(Euler head) 이외에 부가적으로 임펠러에 가해져야 되는 일을 의미한다.

최근에 Jansen과 Sunderland⁽⁴⁾는 저유량 영역에서의 수두 상승에 대한 연구와 외부 재순환 손실에 대한 정량적인 연구를 수행했으나, 이를 표현하는 손실 모델을 제공하지 않았다. 오형우 등⁽⁵⁾은 원심 임펠러에 대한 재순환 손실이 저유량과 고유량 사이에서 전체적으로 매끄럽게 분포하도록 쌍곡형 함수를 도입한 결과, 기존의 다른 모델들^(11,12,15)에 비해 실험 자료를 가장 정확하게 예측하였다. 혼류 임펠러들은 보통 축방향에 대해 반원추각(semi-cone angle)을 이루는 표면에 존재한다. 이러한

형상 때문에 혼류 임펠러에서 발생하는 재순환 현상은 축방향과 수직인 임펠러 출구를 가지고 있는 원심 임펠러에서의 경우와 차이가 있다. 이러한 형상에 기인한 차이를 고려하기 위해서 오형우 등⁽⁵⁾의 재순환 손실 모델에 수정 계수 f_{rc} 를 도입하기로 한다. 그러므로 혼류 펌프의 외부 재순환 손실을 계산하기 위해 본 연구에서 제안하는 손실 모델은 다음과 같다.

$$\Delta h_{rc} = f_{rc} \cdot f \cdot \sinh(3.5\alpha_m^2) D_2^2 U_2^2 / g \quad (5)$$

where $f = 8 \times 10^{-5}$

나머지 외부 손실은 개방형 임펠러(open impeller)의 끝 간격에서 발생하는 누설 유량에 기인한 것으로 본 연구에서는 가장 최근의 모델인 Aungier⁽¹⁵⁾의 것을 도입하기로 한다.

혼류 임펠러에서 발생하는 외부 손실에 대한 해석을 위해 본 연구에서 사용한 모델들은 Table 2에 실려있다.

4. 결과 및 검토

본 연구에서 제안한 손실 모델에 의한 성능 해석 방법의 타당성을 검증하기 위해 비속도(specific speed, N_s) 분포가 578~1083에 해당하는 비교적 넓은 범위의 4가지 혼류 펌프(Table 1)의 표준 성능 곡선에 의한 실험 결과와 비교했다(performance curve is based on JIS TESTING CODE). 그리고 혼류 임펠러의 성능 해석을 위해 여러 문헌에서 적용해 왔던^(1,3) 2차원 익렬 이론에 근거한 성능 예측 결과와도 비교했다.

먼저 본 연구에서 제안한 유동 박리에 의한 손실 모델(separation loss, Δh_{sep})이 전체 펌프 성능에 미치는 영향을 고찰하기로 한다. Fig. 2는 HD-1 펌프($N_s=578$)에 대한 예측 결과를 보여주고 있다. $f_{sep}=0$ 인 박리 손실 계수를 갖는 성능 예측 곡선은 박리 손실을 고려하지 않고 수두 계산을 수행한 것이다. 여기에서 알 수 있듯이, 박리 손실을 고려한 경우가 성능 예측 결과를 현저히 향상시켰다. 여기에서 최적의 f_{sep} (optimum f_{sep})는 HD-1 펌프의 성능 예측을 가장 정확하게 수행하는 경우의 손실 계수를 의미한다. 그리고 이 논문에서 박리 손실 계수로 제안하는 f_{sep} (recommended f_{sep})는 4가지 HD 모델 펌프 각각의 최적 손실 계수들의 평균값으로 정하기로 한다. HD-1 펌프의 경우

Table 3 A set of loss models* for mixed-flow pump vaned diffusers.

| Loss mechanism | Drag coefficient | Reference |
|----------------|------------------------------------|-----------------------|
| Profile loss | C_{DP} (from experimental chart) | Howell ⁽⁶⁾ |
| Annulus loss | $C_{Da}=0.020 s/h$ | |
| Secondary loss | $C_{Ds}=0.018 C_D^2$ | |

* Head loss evaluation, Δh_{vd}

$$\Delta h_{vd} = \frac{V_m^2}{2g} \left(\frac{c}{s} \right)_s \frac{C_D}{\cos \alpha_m}$$

where $C_D = C_{DP} + C_{Da} + C_{Ds}$

$f_{sep}=0.75$ 의 손실 계수를 가질 때, 전체적인 성능 곡선이 실험 결과에서 나타나는 수두 체절점 부근을 비교적 정확하게 예측하고 있다.

HD-2($N_s=800$), HD-3($N_s=1047$), HD-3($N_s=1083$) 펌프들에 대한 실험과 성능 예측 사이의 비교는 Fig. 3~Fig. 5에 실려 있다. Fig. 4~Fig. 5의 경우를 살펴보면, 비속도가 큰 영역에 속하는 혼류 펌프의 임펠러 일수록 수두 성능을 해석하는데 있어서 박리 손실 모델의 도입이 큰 영향을 준다는 사실을 알 수 있다. 각각의 HD 펌프에 대한 최적의 박리 손실 계수(optimum separation loss coefficient, f_{sep})는 서로 다르지만, 본 연구에서는 각 계수들의 평균값인 $f_{sep}=0.61$ 을 박리 손실 계수로 제안한다.

그리고 본 연구에서는 혼류 임펠러의 성능 해석을 위해 벡터 평균 속도라는 개념을 도입한 2차원 익렬 이론에 바탕을 둔 Sarkar⁽⁹⁾의 방법과 갖있는 디퓨저의 성능 해석을 위해 Howell의 상관식(Table 3)을 이용한 해석 방법을 시험했다(Fig. 2~Fig. 5). 2차원 익렬 이론에 근거한 해석 방법은 설계점 근처에서 실험 결과를 비교적 정확하게 예측하고 있으나, 탈설계점에 대한 수두 예측은 전체적으로 과소하게 예측하고 있다(Fig. 4~Fig. 5). 이것은 위의 손실 해석⁽³⁾이 2차원 익렬 이론에 근거한 Howell의 실험 자료⁽⁶⁾에 의존한 양력 계수(drag coefficient, C_D)를 통해 계산되어지기 때문에, 코리올리 효과, 회전하는 임펠러 깃 사이의 국부적인 깃 실속(local blade stalling) 그리고 저유량 영역에서 역 와류(reversal eddies)에 기인한 3차원 유동 효과 등을 단순히 2차원 익렬 자료에 근거한 상관식들만으로 예측하기가 어렵다는데 원인

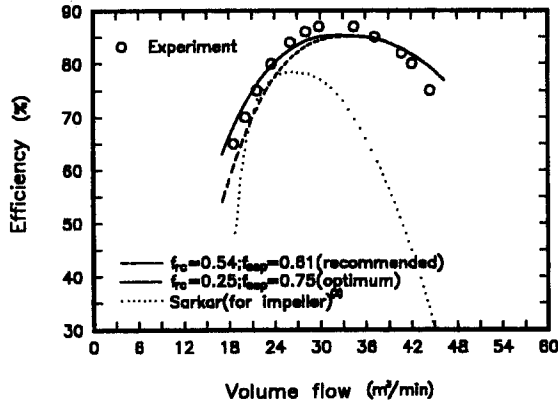


Fig. 6 Comparison of experimental and calculated efficiency for HD-1 pump.

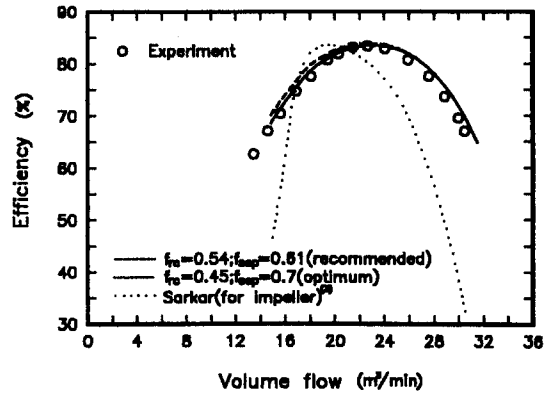


Fig. 8 Comparison of experimental and calculated efficiency for HD-3 pump.

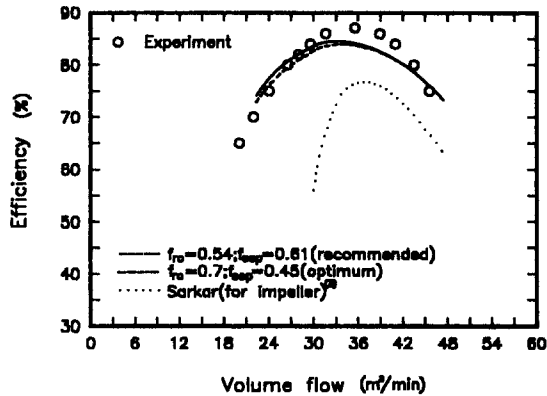


Fig. 7 Comparison of experimental and calculated efficiency for HD-2 pump.

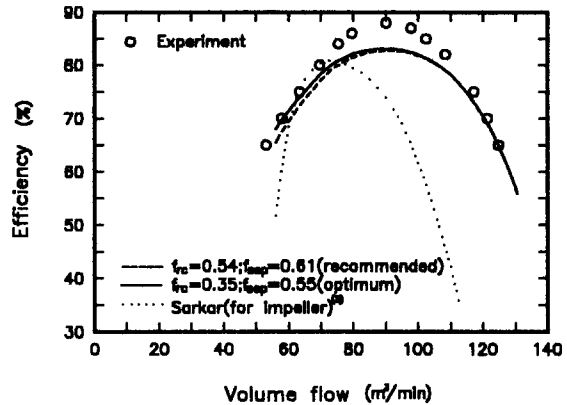


Fig. 9 Comparison of experimental and calculated efficiency for HD-4 pump.

을 찾아볼 수 있다.

다음은 펌프 효율을 예측하는데 영향이 가장 큰 외부 재순환 손실(recirculation loss)의 효과를 고찰하기로 한다. 이것을 수행하기 위해 임펠러 내부 손실들은 Table 2에 실린 7가지 내부 손실 모델들에 의해 계산된다. 그리고 갖있는 디퓨저의 해석은 Table 3에 실린 3가지 손실 모델들에 의해 이루어진다. 여기에서는 혼류 펌프의 실험 자료와 Sarkar⁽³⁾의 방법에 의한 해석 결과를 본 연구에서 제시한 외부 손실 모델에 의한 효율 예측 곡선과 비교하기로 한다(Fig. 6~Fig. 9).

성능 비교 그림에서 각 모델 펌프들에 대한 2가지 조합의 손실 계수(f_{rc} , f_{sep})가 보여진다. 여기에서 최적의 f_{rc} (optimum f_{rc})는 각 모델 펌프에 대한 최적의 f_{sep} 조건(optimum f_{sep})에서 효율 계산

을 가장 정확하게 수행하는 것으로 결정된다. 반면에 본 연구에서 제안하는 재순환 손실 모델 계수(recommended f_{rc})는 $f_{sep}=0.61$ 의 내부 박리 손실 계수 조건(recommended f_{sep})에서 각각의 최적 재순환 손실 계수들의 평균값으로 결정된다. Fig. 6~Fig. 9를 보면, 각각의 모델 펌프에 대한 성능 해석에 있어서 최적의 손실 계수들에 의한 계산 결과가 본 논문에서 제안하는 손실 모델 계수에 의한 것보다 정확한 예측 결과를 보여주고 있다. 그러나 일반적인 혼류 펌프의 실제적인 성능 해석과 설계 과정에 적용하기 위한 손실 모델 조합으로 본 연구에서는 $f_{rc}=0.54$; $f_{sep}=0.61$ 을 제안한다.

5. 결 론

원심형 터보 기계의 평균 유선 해석을 위한 손실 모델들의 최적 조합을 찾는 기존의 연구 결과⁽⁵⁾를 혼류 펌프의 성능 해석을 위한 새로운 손실 모델의 개발로 확장 시켰다. 본 연구에서 수행된 성능 해석은 혼류 펌프가 램프각을 갖는 허브면(ramped hub)에 존재하는 원심 임펠러와 축류형의 디퓨저로 구성되어 있다는 가정하에서 수행되었다. 축방향에 대해 예각의 원추면을 갖는 혼류 임펠러내에서의 회전 유동은 저유량 조건에서 원심형 터보 기계의 경우와 비교해 볼 때 유동 박리 현상에 많은 영향을 받는다. 그리고 혼류 임펠러 출구에서의 재순환 현상은 원심 임펠러의 경우와 차이가 있다. 본 연구는 혼류 펌프에서 발생하는 유동 박리에 기인한 손실을 예측하기 위해 새로운 손실 모델을 제안했다. 그리고 혼류 펌프에서의 재순환 현상을 모델링하기 위해 기존의 원심형 터보 기계의 손실 모델을 수정했다.

본 연구에서 제안한 손실 모델들의 조합을 사용한 성능 예측 결과를 4가지 혼류 펌프들의 실험 자료와 비교해 본 결과, 예측된 성능 곡선을 비교적 정확히 예측했다: 성능 예측 곡선은 저유량 영역에서 발생하는 혼류 펌프의 특성 곡선(characteristic dip)을 보여준다. 본 연구에서 제안된 성능 해석 방법에 의한 혼류 펌프의 수두와 효율 예측 결과는 2차원 익렬 실험 자료에 근거한 기존의 해석 결과보다 정확했다.

참고문헌

- (1) Myles, D. J., 1965, "A Design Method for Mixed-Flow Fans and Pumps," NEL report 117.
- (2) Sarkar, S., 1992, "Performance Study of a Mixed Flow Impeller Covering an Unsteady Flow Field," *Proc. Instn Mech. Engrs.*, Part A, Vol. 206, pp. 83~93.
- (3) Sarkar, S., 1992, "Performance Prediction of a Mixed Flow Impeller," *Proc. Instn Mech. Engrs.*, Part A, Vol. 206, pp. 189~196.
- (4) Jansen, W. and Sunderland, P. B., 1990, "Off-Design Performance Prediction of Centrifugal Pumps," *Fluid Machinery Components*, The

- Winter Annual Meeting of ASME, Dallas, Texas, pp. 1~9.
- (5) 오형우, 윤의수, 정명균, 1997, "원심 압축기의 성능 예측 및 손실 해석," 대한기계학회논문집(B), 제21권, 제6호, pp. 2237~2244.
- (6) Howell, A. R., 1942, "The Present Basis of Axial Flow Compressor Design : Part I-Cascade Theory and Performance," ARC R and M 2095.
- (7) Lewis, R. I. and Fairbairn, G. W., 1980, "Analysis of the Through-Flow Relative Eddy of Mixed-Flow Turbomachines," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 22, pp. 535~549.
- (8) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 89, pp. 558~572.
- (9) Rathod, M. S. and Donovan, F. M., Jr., 1980, "Performance Evaluation of a Centrifugal Cardiac Pump," *Performance prediction of centrifugal pumps and compressors*, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 235~243.
- (10) Conrad, O., Raif, K. and Wessels, M., 1980, "The Calculation of Performance Maps for Centrifugal Compressors with Vane-Island Diffusers," *Performance prediction of centrifugal pumps and compressors*, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 135~147.
- (11) Coppage, J. E., Dallenbach, F., Eichenberger, H. P., Hlavaka, G. E., Knoernschild, E. M. and Van Lee, N., 1956, "Study of Supersonic Radial Compressors for Refrigeration and Pressurization Systems," WADC Report 55-257.
- (12) Jansen, W., 1967, "A Method for Calculating the Flow in a Centrifugal Impeller when Entropy Gradients are Present," *Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery)*, *IME*.
- (13) Johnston, J. P. and Dean, R. C., Jr., 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps. Analysis, Experiment, and Design," *ASME Journal of Engineering for*

- Power*, Vol. 88, pp. 49~62.
- (14) Eck, Bruno, 1973, *Fans, Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans*, Pergamon Press.
- (15) Aungier, R. H., 1995, "Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 360~366.