

개수로형 재생펌프의 특성해석에 관한 연구

신동윤* · 최창호** · 김진한**

Performance Characteristic Analysis for Open Channel Type Regenerative Pump

Dong-Yun Shin*, Chang-Ho Choi**, Jinhan Kim**

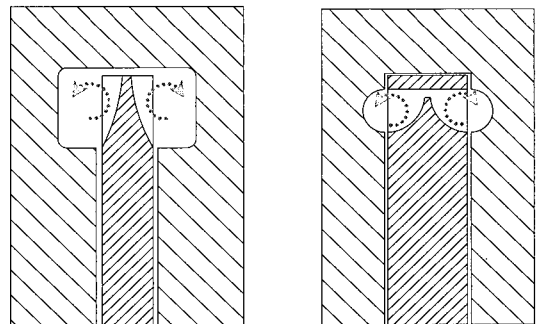
Key Words : Regenerative pump (재생펌프), Performance analysis (성능해석), Leakage flow (누설유동), Disk friction loss (디스크 마찰손실)

ABSTRACT

An improved performance characteristics analysis model of a regenerative pump is proposed in the present paper. For its low characteristic speed, a regenerative pump generates high head with low flow rate. However, the efficiency is fairly low due to the skin friction between impeller and casing. Also, the complexity of its internal flow pattern makes prediction of performance characteristics difficult. In the present research, a one-dimensional analysis model was improved with consideration of disc friction loss, minor loss, and modified flow length, and the result was proven to be close in range with the results from experiments.

1. 서론

재생펌프 (Regenerative Pump)는 유동이 케이싱의 수로와 임펠러의 베인 사이를 반복적으로 순환하며 에너지를 공급받는 구조이다. 일반 펌프들에 비해 상대적으로 적은 유량에서 고압을 얻는데 적합한 특징을 가지고 있으며, 구조가 단순하고 내구성이 좋기 때문에 우주발사체의 김발 (Gimbal) 시스템용 유압펌프, 가솔린 자동차의 연료펌프, 소화전용 펌프 등에 널리 사용된다. 그러나 복잡한 유동으로 인한 마찰 손실이 크기 때문에 효율은 낮은 편이다.



(a) Open channel type

(b) Side channel type

Fig. 1 Cross section of the regenerative pump

* 과학기술연합대학원대학교 발사체시스템공학

** 한국항공우주연구원 터보펌프그룹

책임저자 E-mail : shindy@kari.re.kr

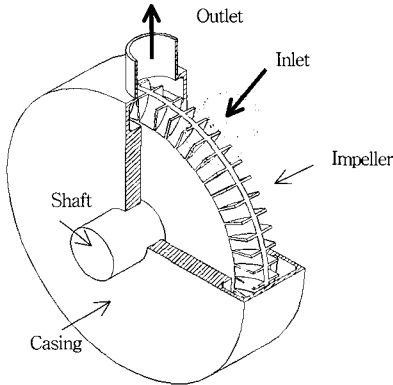


Fig. 2 3D view of the regenerative pump

Figure 1에 일반적인 재생펌프의 단면 형상을 나타내었다. 재생펌프는 임펠러와 수로의 형상에 따라 개수로형 (Fig. 1(a))과 사이드 채널형 (Fig. 1(b))으로 분류된다. Fig. 1(a)는 개수로형의 재생펌프 단면형상으로 오염물질이 포함된 작동유체에 사용하기 적합하기 때문에 산업용으로 주로 사용된다. Fig. 1(b)는 사이드 채널형의 재생펌프 단면형상으로서 순수 유체에 사용하기 적합하기 때문에 자동차용 연료펌프 등에 널리 사용된다.

개수로형 재생펌프의 3차원 개념도를 Fig. 2에 나타냈다. 입/출구가 회전축과 수직인 면에 위치하며 펌프의 압력이 임펠러의 접선 방향을 따라 선형적으로 상승하기 때문에 축 추력이 거의 없는 것이 특징이다.

재생펌프와 관련된 연구는 1950년대부터 활발히 수행되어 왔다. Wilson 등⁽¹⁾은 재생펌프의 임펠러와 케이싱 사이의 유동을 순환류로 가정하고 성능 해석과 다양한 시험을 수행했으며, Senoo⁽²⁾는 기존의 성능 해석 이론들을 시험결과와 비교/검증했다. 또한 국내에서는 이찬 등⁽³⁾이 개수로형 재생펌프의 설계 최적화에 관한 연구를 수행하였으며 심창렬 등⁽⁴⁾은 개수로형 재생펌프의 수치적 유동 해석을 수행하였다.

Wilson 등⁽¹⁾, 이찬 등⁽³⁾의 연구에 사용된 성능해석 모델은 누설유량과 디스크 마찰손실을 고려하지 않은 모델이며 심창렬 등⁽⁴⁾은 수치적 유동해석을 통해 임펠러와 케이싱간의 간극에 의한 누설유동의 실험식을 제안하였다. 그러나 수치적 계산이 수행된 범위 ($500 < Re < 3500$: $Re = VL/\nu$ 레이놀즈수, $Rv < 15$: $Rv = D\omega/2V$ 무차원 회전속도)를 벗어나는 작동조건의 경우에는 결과가 검증되지 않았다.

본 연구에서는 잘 알려진 Wilson 등⁽¹⁾의 연구를 토대로 기존 연구에 사용된 누설 유동 계산식 대신에

Stepanoff⁽⁵⁾의 원심펌프를 이용한 경험식을 재생펌프에 도입했으며, 마찰 손실 모델의 유동길이를 실제 유체가 이동한 거리로 반영하여 보완하였다. 그리고 그동안의 연구에서 고려되지 않았던 디스크 마찰 손실을 추가로 적용하여 개수로형 재생펌프의 일차원 성능해석모델을 개선했다. 또한 개선된 성능해석 모델을 Wilson 등⁽¹⁾의 시험데이터와 한국항공우주연구원(KARI)에서 수행한 시험결과와 비교했다.

2. 성능해석

본 논문은 Wilson 등⁽¹⁾과 Senoo⁽²⁾의 성능 해석 기법을 바탕으로 하였다.

2.1. 접선방향의 압력 상승

Figure 3과 4에 개수로와 임펠러의 제어체적에 대한

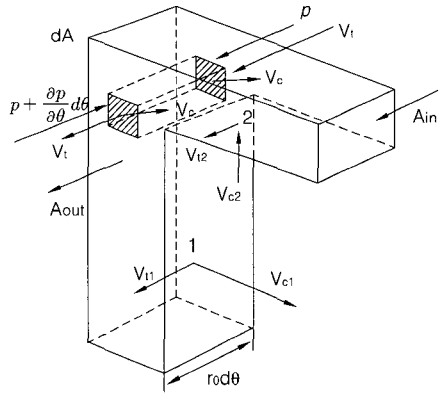


Fig. 3 Open Channel Control Volume

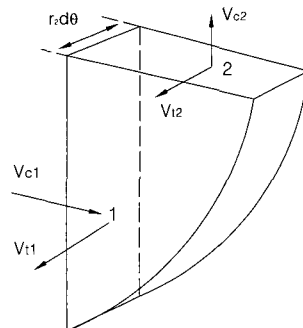


Fig. 4 Impeller Control Volume

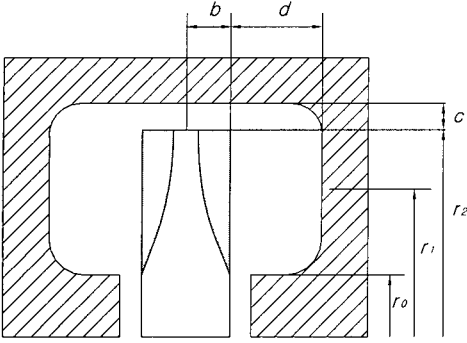


Fig. 5 Cross Section of Impeller and Open Channel

속도와 압력 성분을 나타냈고, Fig. 5에 개수로와 임펠러의 단면 치수를 나타내었다. V_t 는 유체의 접선방향 속도이고 V_c 는 순환 유동 속도를 나타낸다.

Figure 3에서 접선방향과 반경 방향의 속도 성분을 속도 비(α)와 미끄럼 계수(σ)로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V_{t1} = \alpha U_1 \quad (1)$$

$$V_{t2} = \sigma U_2 \quad (2)$$

각운동량 보존식을 Fig. 3의 제어체적에 적용하면 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$\int_A p r dA - \int_A \left(p + \frac{dp}{d\theta} d\theta + \rho g dH_t \right) r dA = \rho dQ_c (V_{t1} r_1 - V_{t2} r_2) \quad (3)$$

여기서 Q_c 는 임펠러 익단 부위의 면적 $br_2 d\theta$ 를 통해 빠져나가는 순환 유량이며, H_t 는 개수로 벽면저항에 의해 손실된 양정이다. 식을 단순화하기 위해 $r_c A = \int_A r dA$ 로 나눠주면 접선방향의 압력상승은 다음과 같다.

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{dQ_c \omega (\sigma r_2^2 - \alpha r_1^2)}{r_c A} - g dH_t \quad (4)$$

2.2. 순환 유동 손실

Figure 3의 동일한 제어체적에 정상유동 에너지 보존식을 적용하면 다음과 같다.

$$0 = \int_A \left(\frac{V_t^2}{2} + \frac{V_c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\theta} \right) \rho V_t dA - \int_A \left(\frac{V_t^2}{2} + \frac{V_c^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \rho V_t dA + \left(\frac{V_{c1}^2}{2} + \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} \right) \rho dQ_c - \left(\frac{V_{c2}^2}{2} + \frac{\sigma^2 U_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} \right) \rho dQ_c \quad (5)$$

식 (4)의 dp 와 $Q = \int_A V_t dA$ 의 정의를 식 (5)에 대입한 후 정리하면 다음과 같은 개수로의 반경방향 압력 분포 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{Q \omega (\sigma r_2^2 - \alpha r_1^2)}{r_c A} + \frac{V_{c1}^2}{2} - \frac{V_{c2}^2}{2} + \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} - \frac{\sigma^2 U_2^2}{2} + g H_{co} \quad (6)$$

Figure 4의 임펠러 제어체적에 각 운동량 보존 식을 적용하면 다음과 같다.

$$dP = \omega dT = \omega \rho dQ_c (r_2 \sigma U_2 - r_1 \alpha U_1) = \rho dQ_c (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \quad (7)$$

여기서 P는 동력, T는 토크이다.

또한 같은 제어체적에 Bernoulli 방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$dP = \rho dQ_c \left(\frac{\sigma^2 U_2^2}{2} + \frac{V_{c2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g H_{c1} - \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} - \frac{V_{c1}^2}{2} - \frac{p_1}{\rho} \right) \quad (8)$$

여기서 H_{c1} 는 임펠러를 지나는 순환 유동의 손실 양정이다. 식 (8)를 식 (7)에 대입한 후 정리하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \sigma U_2^2 - \alpha U_1^2 + \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} - \frac{\sigma^2 U_2^2}{2} + \frac{V_{c1}^2}{2} - \frac{V_{c2}^2}{2} - g H_{c1} \quad (9)$$

식 (6)과 식 (9)에서 $H_c = H_{co} + H_{c1}$ 를 순환 유동의 총 양정 손실로 나타내고 정리하면 다음과 같다.

$$g H_c = \omega^2 (\sigma r_2^2 - \alpha r_1^2) \left(1 - \frac{Q}{r_c A \omega} \right) = (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \left(1 - \frac{Q}{Q_s} \right) \quad (10)$$

또한 순환유동 손실 H_c 는 다음 두 가지로 표현된다. 첫째, 익렬 입구손실로서 임펠러에 대한 유속이 축 방향 속도 외에 접선방향 속도성분을 가질 때 야기되며 다음과 같은 경험식을 사용한다.

$$\frac{(1-\alpha)^2 U_1^2}{2} \quad (11)$$

둘째, 순환류의 마찰손실이며 임펠러의 끝단 속도를 순환류의 특성속도로 간주하면 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$k_c \left(\frac{dQ_c}{r_2 b d\theta} \right)^2 \quad (12)$$

여기서 k_c 는 순환유동 손실계수이다.

순환류에 의한 총 양정손실은 식 (11)과 식 (12)를 통해서 다음과 같이 표현된다.

$$gH_c = \frac{(1-\alpha)^2 U_1^2}{2} + k_c \left(\frac{dQ_c}{r_2 b d\theta} \right)^2 \quad (13)$$

식 (10)을 식 (13)에 대입해서 dQ_c 를 접선방향으로 $\theta = \theta_s$ 에서 2π 까지 적분한 후 정리하면 개수로 구간 의 총 순환유량을 구할 수 있다.

$$Q_c = \frac{2r_2 b (2\pi - \theta_s)}{\sqrt{k_c}} \left[(\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \left(1 - \frac{Q}{Q_s}\right) - \frac{(1-\alpha)^2 U_1^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

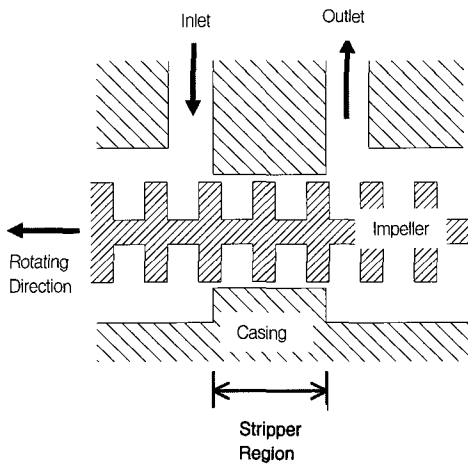


Fig 6. Schematic of Stripper

Table 1 Minor Loss Coefficient

Loss	K
Sudden Contraction	0.4
Sudden Expansion	0.8
Gradual Expansion Diffuser	0.7

여기서 θ_s 는 스트리퍼 각도, k_c 는 순환유동 손실계수, $Q_s = r_c A \omega$ 는 강제유동이다. 스트리퍼는 출구에서의 높은 압력의 유동이 상대적으로 낮은 압력의 입구 쪽으로 역류되지 않도록 출구와 입구사이의 케이싱 유로가 협소해지는 영역을 가리킨다. Fig. 6에 스트리퍼의 개념도를 나타냈다. 임펠러의 양측에 순환유동이 존재하므로 Q 는 2배를 적용해 주었다.

식 (4)의 개수로 벽면을 따라 작용하는 마찰 저항력에 의한 접선방향 양정 손실(gH_t)은 마찰저항 관계식으로부터 얻을 수 있다.⁽⁶⁾

$$gH_t = k_t \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} V_m^2 \quad (15)$$

$$k_t = \lambda_0 \left[1 + 0.075 Re^{0.25} \left(\frac{D_h}{2R_2} \right)^{0.5} \right]$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_0}} = -2.0 \log_{10} \left[\frac{(\epsilon/D_h)}{3.7} \right]$$

여기서 k_t 는 접선유동 손실계수, D_h 는 수력직경, V_m 은 평균유속으로 V_{t1} 과 V_{t2} 의 평균속도로 정의한다. 또한 L 은 유동길이로서 재생펌프 내부의 유동은 개수로 벽면과 임펠러와의 상대운동으로 인해 와류를 형성하기 때문에 개수로의 접선방향 길이를 유동 길이로 가정한 기존의 이론을 개선할 필요가 있다. 본 연구에서는 와류의 접선속도와 순환속도의 합성속도를 이용하여 다음과 같은 관계식을 제안하였다.

$$L = \frac{\sqrt{V_m^2 + V_c^2}}{V_m} \times r_1 (2\pi - \theta_s) \quad (16)$$

또한 입/출구에서의 갑작스러운 유로 감소, 팽창 등과 같은 양정 손실(H_m)들도 고려하였다. 손실계수 K 값은 Table 1에 정리하였다.

$$H_m = \sum K \times \frac{V_{inlet/outlet}^2}{2g} \quad (17)$$

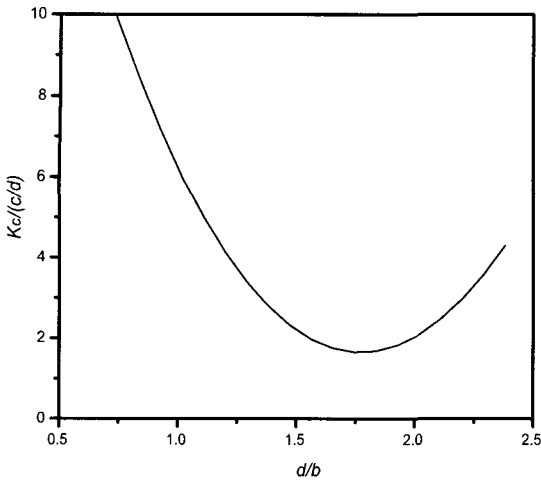


Fig. 7 Variation of circulatory flow loss factor with open channel geometry^{(1),(2)}

펌프의 총 양정은 식 (4)를 적분함으로서 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$gH = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{\rho} \int_0^{2\pi-\theta} dp \frac{d\theta}{d\theta} \\ = \frac{Q_c}{Q_s} (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) - k_t \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \left(\frac{Q}{A}\right)^2 - gH_m \quad (18)$$

2.3. 손실계수, 순환류 평균유선 반경, 미끄럼계수

2.3.1. 순환유동 손실계수 (k_c)

Wilson 등⁽¹⁾과 Senoo⁽²⁾는 시험결과에 의해 k_c 값이 b , d , c 의 변화에 가장 크게 영향을 받는다고 보고 Fig. 7과 같은 상관관계를 얻어냈다.

2.3.2. 접선유동 손실계수 (k_t)

접선 유동 손실은 개수로 영역을 곡관으로 가정하고 곡관시험에 의한 경험식을 적용하면 얻을 수 있다.⁽⁷⁾

$$k_t = 0.316 Re^{-0.25} [1 + 0.075 Re^{0.25} (D_h/D_2)^{0.5}] \quad (19)$$

2.3.3. 순환류의 평균 유선 반경 (r_1)

Wilson 등⁽¹⁾은 펌프 형상에 대해 평균유선반경(r_1)은 일정하다고 가정하고 다음과 같은 관계식을 제안했다.

$$r_1 = r_0 + \left(\frac{r_2 - r_0}{1.6}\right) \left(\frac{c}{d}\right) \quad (20)$$

2.3.4. 미끄럼 계수 (σ)

방사형 익렬의 임펠러에 적용되는 Stanitz 공식을 사용하면 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\sigma_s = 1 - 0.63 \frac{\pi}{Z} \quad (21)$$

여기서 Z 는 임펠러 홈의 개수이다. Stanitz 공식의 미끄럼 계수와 더불어 재생펌프의 유한한 익단 간극을 고려해서 미끄럼 계수를 보정해 주어야 한다.^{(1),(3)}

$$\sigma = (1 - e^{(-4.36 \times (\frac{c}{b})^{1.03})}) \times \sigma_s \quad (22)$$

미끄럼 계수 σ 와 $Q = V_m A$ 를 이용하면 속도비 α 를 구할 수 있다.

2.4. 효율 계산

식 (7)과 식 (18)을 통해서 소요 동력을 얻을 수 있다.

$$P = T\omega = \rho Q_c (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \\ = \rho Q_s \left(gH + gH_m + k_t \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \left(\frac{Q}{A}\right)^2 \right) \quad (23)$$

기존의 연구에서는 고려되지 않았던 임펠러와 케이싱 사이의 마찰로 인한 동력 손실을 본 연구에서는 추가로 적용했다. 디스크 효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁹⁾

$$\eta_d = \frac{P - (P_d + P_d')}{P} \quad (24)$$

$$P_d = \frac{1}{2} c_d \rho r_2^5 \omega^2, \quad c_d = 0.0622 \sqrt[3]{Re_d} \cdot \left(\frac{t}{r_2}\right),$$

$$Re_d = \frac{r_2^2 \omega}{\nu}, \quad P_d' = \frac{1}{2} c_d' \rho \omega^2 r_2^5, \quad c_d' = \frac{4\pi \cdot 2b}{r_2^2 c} \frac{\nu}{\omega}$$

여기서 t 는 임펠러와 케이싱 벽면과의 간극, P_d 는 임펠러 디스크 면과 케이싱의 벽면과의 마찰에 의한 동력 손실을 나타내며, P_d' 는 임펠러 익단과 케이싱의 벽면과의 마찰에 의한 동력 손실을 나타낸다.

펌프 디스크와 케이싱 사이의 간극을 통해 새어나가

는 유량으로 인해 발생하는 누설효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_l = \frac{Q}{Q + Q_l} \quad (25)$$

여기서 Q 는 입구 유량이고 Q_l 은 누설유량이다. 누설 유량 Q_l 은 널리 알려진 Stepanoff⁽⁵⁾의 원심펌프를 이용한 실험식인 다음과 같은 관계식을 통해 구한다. 재생펌프와 원심펌프는 형상이 상이하나 간극을 통한 동일한 원리로 누설이 발생되기 때문에 적용이 가능하다.

$$Q_l = C_d A_t \sqrt{2gH} \quad (26)$$

여기서 A_t 는 간극 면적이고, C_d 는 누설유량의 마찰 손실 계수로서 다음과 같이 구한다.

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{\lambda_f(L/D_h) + 1.5}} \quad (27)$$

$$\lambda_f = 0.316Re^{-0.25} \left[1 + 0.075Re^{0.25} \left(\frac{D_h}{2R_t} \right)^{0.5} \right]$$

그 밖에 펌프 내부의 와류, 표면 마찰 등으로 인한 수력효율 (η_h), 실, 베어링 등에서 발생하는 기계적인 손실 (η_m) 등을 고려해 주면, 결과적으로 총 효율을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{P} = \eta_h \times \eta_l \times \eta_d \times \eta_m \quad (28)$$

$$= \frac{\rho g H (Q + Q_l)}{\rho Q_s (gH + gH_m + gH_t) - (P_d + P_d' + P_m)} \times \eta_l \times \eta_d \times \eta_m$$

3. 해석 결과 및 검토

Table 2에 Wilson 등⁽¹⁾이 수행한 시험에 사용된 펌프와 KARI의 시험에 사용된 펌프의 제원을 나타냈다.

KARI의 시험에 사용된 펌프는 요구동력 3kw급의 상용 재생펌프이며 정격 RPM의 닫힌 밸브 상태에서 최대 유량까지의 성능특성을 측정했다. 시험 설비의 모델링을 Fig. 8에 나타냈다. 본 연구는 일차원 성능해석 모델에 초점을 맞추었기 때문에 자세한 시험기법은 추후의 논문을 통해 설명하도록 한다.

주어진 두 가지 형상의 펌프를 이용해서 특성해석을 수행한 결과로 우선 Fig. 9에 Wilson 등⁽¹⁾의 시험 값과

Table 2 Specifications of tested pump

	Wilson 등 ⁽¹⁾	KARI
RPM	1000	1780
Density	1000 kg/m ³	1000 kg/m ³
b	5.84 mm	4.5 mm
r_2	69 mm	72 mm
r_0	47.2 mm	59 mm
z	40	48
θ_s	49.05 °	10.05 °
c/b	0.787	0.5
d/b	1.339	1.5
t	0.05 mm (추정값)	0.09 mm

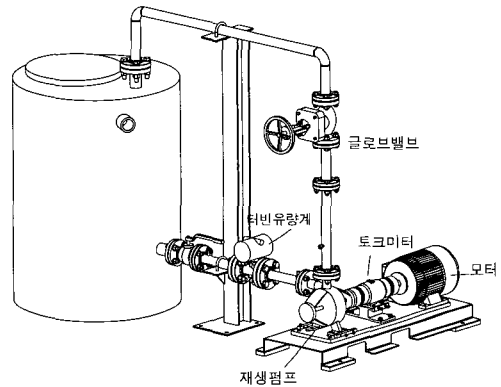


Fig. 8 Regenerative pump test facility

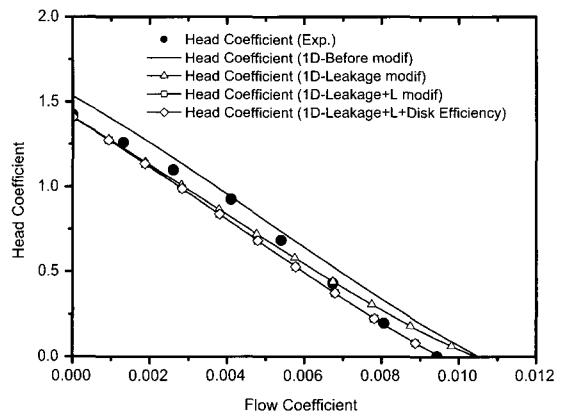


Fig. 9 Comparisons of calculated data with experimental data⁽¹⁾

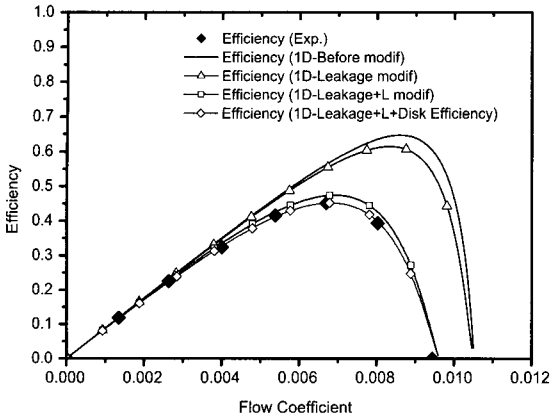


Fig. 10 Comparisons of calculated data with experimental data⁽¹⁾

해석 값의 양정계수를 나타냈다. 해석 값은 기존의 이론에 손실길이 모델 개선 (L modif), 누설유량 (Leakage), 디스크 마찰손실 (Disk efficiency)의 영향을 비교했으며, 기계적인 손실 (η_m)은 두 가지 형상 모두 97%를 입력했다.

일반적으로 펌프는 닫힌 밸브 (Closed Valve) 상태에서 간극을 통한 누설 발생이 가장 크며, 본 연구 결과에서도 저 유량 영역에서의 상대적으로 높은 압력 때문에 누설유량에 의한 영향이 크게 작용한다. 디스크 마찰손실은 양정에는 영향을 주지 않는다.

Figure 10에 Wilson 등⁽¹⁾의 시험 값과 해석 값의 효율을 나타냈다. 효율예측에 있어서는 유동길이 모델의 영향이 상대적으로 가장 큰 것을 알 수 있다. 이는 기존의 연구에서 마찰 저항력에 의한 접선방향 양정손실 모

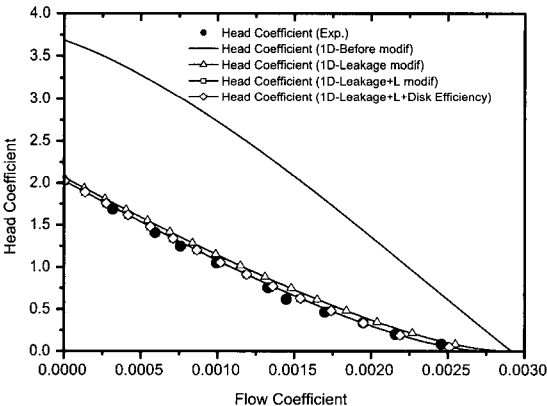


Fig. 11 Comparisons of calculated data with experimental data

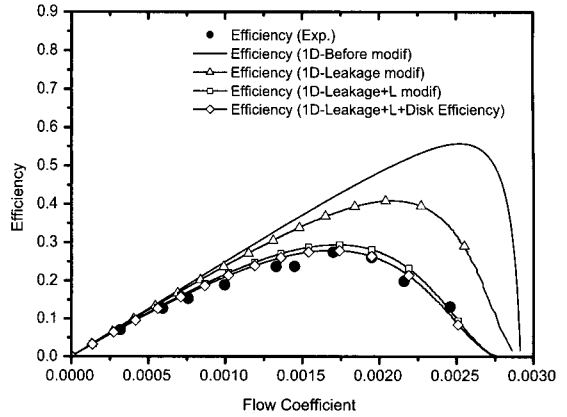


Fig. 12 Comparisons of calculated data with experimental data

델의 접선 길이를 단순히 개수로의 원주로 가정한 것에 반해 본 연구에서는, 순환유동으로 인해 늘어난 유동길이를 고려했으며 이에 따른 늘어난 유동길이 상대적으 로 고 유량에서 손실을 크게 발생시켜 효율관계식에 지배적인 영향을 미치기 때문이다. 또한 유동길이의 영향이 양정보다 효율에 더 민감한 영향을 끼치는 원인은 유동길이가 양정계산식인 식 (18)에서는 접선방향의 압력손실 계산에만 영향을 미치기는 반면 효율계산인 식 (28)에서는 전체 수식의 분모 항에 관여하기 때문에 양정보다는 효율계산에 더 지배적인 영향을 끼치기 때문이다.

Figure 11은 KARI에서 수행한 펌프의 시험 값과 성능 예측 값의 양정계수를 비교한 것으로서 이전의 결과와 마찬가지로 개선된 성능예측결과가 시험 값을 잘 예측하고 있다. Wilson 등⁽¹⁾의 결과와 비교했을 때 누설에 의한 영향이 크게 나타나는 것은 작동 압이 상대적으로 크기 때문이다. 따라서 임펠러와 케이싱간의 간극에 의한 영향이 고압의 재생펌프 성능에 매우 큰 영향을 줌을 알 수 있다.

Figure 12는 효율을 성능 예측 값과 비교한 것으로 누설과 유동길이 모델에 의한 영향이 상대적으로 가장 크다. Fig. 11에서 저 유량 영역에서 개선전의 성능해석 결과 (1D-Before modif)와 누설유량을 고려한 성능해석 결과 (1D-Leakage modif)의 양정차이가 현저함에도 Fig. 12의 효율계산에서는 잘 일치하는 원인은 저 유량 영역에서는 양정의 변화가 효율 변화에 미치는 영향이 상대적으로 작기 때문이다.

Wilson 등⁽¹⁾의 시험과 KARI의 시험을 대상으로 수행한 각각의 성능해석 결과를 최대 효율유량의 시험 값

Table 3 Comparisons of calc. data with exp. data (Wilson 등¹⁾)

	Head Coefficient	Efficiency
	$\phi : 0.00668$ (Max. η)	
Exp.	0.432	0.450
1D Before modif	0.530 (22.7 %)	0.536 (25.1 %)
1D Leakage modif	0.443 (2.5 %)	0.551 (22.4 %)
1D Leakage modif + L modif	0.382 (11 %)	0.473 (5.04 %)
1D Leakage modif + L modif + Disk Efficiency	0.382 (11 %)	0.450 (0.02 %)

Table 4 Comparisons of calc. data with exp. data (KARI)

	Head Coefficient	Efficiency
	$\phi : 0.0017$ (Max. η)	
Exp.	0.478	0.275
1D Before modif	1.802 (276 %)	0.417 (51.4 %)
1D Leakage modif	0.583 (21.9 %)	0.376 (36.6 %)
1D Leakage modif + L modif	0.510 (6.7 %)	0.294 (6.79 %)
1D Leakage modif + L modif + Disk Efficiency	0.510 (6.7 %)	0.280 (1.70 %)

과 비교해서 Tables 3, 4에 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서는 개수로형 재생펌프의 특성해석을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기존의 연구에서는 고려하지 않았던 임펠러 측면과 익단의 케이싱 벽면과의 마찰로 인한 동력 손실을 도입했다.
- 2) 기존의 성능 예측기법에 적용했던 마찰 저항력에 의한 접선방향 양정손실모델의 접선 길이를 순환 유동 효과를 고려하여 개선하였다.
- 3) 임펠러와 케이싱의 간극에 의한 누설유동이 성능에 큰 영향을 끼치게 됨을 확인했다.

- 4) 본 연구에서 수행한 해석 과정을 Wilson 등 및 KARI의 시험 값에 적용했을 때 만족스러운 결과를 얻었다.

참고문헌

- (1) Wilson, W. A., Santalo, M. A. and Oelrich, J. A., 1955, "A Theory of the Fluid-dynamic Mechanism of Regenerative Pumps," Trans. ASME, Vol. 77, pp. 1303~1316.
- (2) Senoo, Y., 1954, "Researches on the Peripheral Pump," Reports of Research Institute for Applied Mechanics, Kyusku University, Vol. 3, No. 10, pp. 53~113.
- (3) 이찬, 성형진, 권장혁, 정명균, 1991, "재생펌프의 성능해석 및 최적화에 관한 연구," 대한기계학회 논문집, 제15권, 제2호, pp. 661~667.
- (4) 심창열, 강신형, 2003, "재생펌프의 유동해석 및 누설유동에 관한 연구," 대한기계학회논문집B, 제27권, 제8호, pp. 1015~1022.
- (5) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial flow Pumps, John Wiley & Sons, New York.
- (6) Colebrook, F., 1939, "Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws," J. Inst. Civ. Eng., Vol. 4, pp. 14~25.
- (7) Shiliching, H., 1979, Boundary Layer Theory, 7th ed., McGraw-Hill Inc., USA.
- (8) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Trans. ASME J. of Eng. for Power, Vol. 89, pp. 558~572.
- (9) Daily, J. W. and Nece, R. E., 1960, "Camber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," Trans. ASME J. Basic Engng, Vol. 82, pp. 217~223.