

과도상태 운전시 원심펌프 성능해석 프로그램 개발

Developments of Performance Analysis Program for Centrifugal Pump During Abnormal Operation

정 장 규, 김 은 기
한국전력기술(주) 원자로설계개발단
대전광역시 유성구 덕진동 150

정 명 균
한국과학기술원
대전광역시 유성구 구성동 373-1

요 약

원자력발전소에서 사용되는 원자로냉각재펌프 등 대부분의 원심펌프는 탈설계점에서 운전되고 있으며 과도상태시에는 펌프가 역방향으로 운전될 수 있다. 이러한 탈설계점 운전시나 과도상태 운전시 펌프로 인한 계통의 동적특성 및 수격현상등을 예측하기 위해서 정상 및 과도상태시 펌프의 성능특성을 파악하는 것이 필수적이다. 특히 펌핑계통의 설계자는 과도상태운전중인 펌프의 모든 운전조건에서의 성능특성을 파악하여 발생할 수 있는 계통과도응력을 예측하고 모터에 걸릴 수 있는 과부하 등을 예측하여 설계해야 계통의 안전성과 신뢰성을 보장할 수 있다. 일반적으로 원심펌프의 펌프특성곡선을 얻기 위해서는 다양한 운전 조건에서 임펠러의 'Head slip'을 예측하는 것이 필수적인데 과거의 이론이나 관계식은 정방향 운전시 'Head slip'에만 논의되었다. 본 연구에서는 역방향운전시 적용 가능한 'Negative head slip'의 개념을 도출하고 각종 손실구조 및 적절한 손실모델을 도출하여 정방향 운전시에는 설계점에서만 정확성이 있는 기존의 상용 프로그램에 비해 전유량 범위에 걸쳐 정확성이 향상되고 역방향운전시의 성능을 예측 할 수 있는 새로운 프로그램을 개발하였다. 또한 이 프로그램을 이용한 계산결과를 실험자료 및 기존의 상용코드 해석결과와 비교한 결과, 정방향 운전시에는 극저유량운전범위를 제외하고는 전유량 범위에 걸쳐 매우 양호한 결과를 얻었고 역방향운전시에는 실험결과와 매우 유사한 경향을 보였다.

Abstract

Most centrifugal pumps including reactor coolant pump in a nuclear power plant are usually operated at off-design condition. In order to estimate dynamic characteristics and waterhammer in piping system on off-design or transient operation, it is necessary to understand full pump performance curve. Especially pumping system designer must estimate system transient and motor overload in transient operation to confirm the safety and reliability of system. To predict complete performance of centrifugal pumps in general, it is essential to develop the procedure for estimation of 'head slip' of the centrifugal impeller at various operation conditions. The past theory and correlations available for the head slip only concern the normal operation of the centrifugal pumps. In this study a concept of 'negative head slip' for centrifugal impellers during reverse flow operation and appropriate loss models have been presented. For the normal flow operation, prediction results are in good agreements with experimental data, which are better than the prediction by commercial computer code. Particularly, the predictions for the reverse flow operation agree well with the trend of

experimental data.

1. 서론

수년 전부터 펌프성능해석 프로그램개발 및 펌프내부에서의 유동현상을 예측하기 위한 많은 방법이 제시되어 왔다. 특히 Colwill[1]은 3차원 유동해석을 손실모델과 연계하여 원심압축기에 적용할 수 있는 성능해석 절차를 개발하였다. 또한 Ida 와 Kuboda[2]는 이러한 기법을 여러 가지 비속도의 펌프에 적용하여 펌프성능 예측방법을 제시했다. 그러나 기존의 성능예측 방법은 설계점 이외의 유량에서 운전될 때는 정확성이 매우 떨어지며 상용코드로서 사용되는 PERFIG[3]도 설계점 이외에는 맞지 않아 설계점 이외의 유량에서는 보정해서 사용하는 형편이다. 또한 정상조건외의 비정상운전 조건하의 펌프성능해석에 대해서는 많은 연구가 되어있지 못하고 특별히 필요한 경우 실험에 의해 비정상 조건하의 성능곡선을 구하는 실정이다. 특히 원자력발전소에 쓰이는 원자로냉각재펌프의 경우 원자로냉각재 상실사고와 같은 각종사고 해석을 위해서 비정상운전조건을 포함하는 펌프특성곡선(Four Quadrant Curve)를 실험에 의해 구하고 이를 이용해 Homologous Curve를 구해 안전해석에 이용하고 있으며 이상유동(Two phase flow)시 펌프의 성능해석을 위해 지속적인 연구 및 실험을 계속하고 있다. 그러나 이러한 대형 특수펌프외에도 일반펌핑계통에서 모터의 전원상실로 인한 역류발생으로 야기되는 수격현상 등을 고려한 배관하중을 구하기 위해 MOC(Method Of Characteristic)를 사용하는데 이것의 입력자료로 비정상 상태의 펌프성능자료가 필요하나 일반펌프의 경우에는 보통 정상상태의 성능곡선만 공급자가 공급하므로 특별히 기기 공급자에게 요청하여 실험을 하기 전에는 구하기가 어렵다. 따라서 본 연구에서는 먼저 정상운전 조건하의 펌프에 대해 가능한 전영역에서 정확한 성능을 예측할 수 있는 전산코드를 개발하기 위해 각종 손실구조를 파악하고 이에 대한 손실모델을 재검토하여 적절한 손실모델을 도출하고자 한다. 이를 위해 실험자료와의 비교 및 상용코드인 PERFIG의 결과와도 비교하여 손실모델의 적정성을 평가한 후, 이를 토대로 역류시의 속도 slip과 역류조건하의 적절한 손실모델을 도출하여 정상 및 비정상 운전조건하의 펌프성능을 나타내는 완전한 펌프특성곡선중에서 수격현상과 밀접한 관계가 있는 Energy dissipation 단계인 2상환에서의 펌프성능을 예측하고자 한다. 사용한 해석방법은 1차원 평균유선 해석방법(mean streamline one-dimensional analysis)을 사용하였다. 그리고 유체(본 연구에선, 물)가 이상적으로 거동한다고 가정하였다. 본 연구에서 수행한 펌프 형식은 단단, 편흡입, 볼류트형 (single-stage, single suction, volute type)이다.

2. 계산 모델

2.1 미끄럼계수 (Slip factor)

펌프 출구 측에서는 실제로 유체가 임펠러의 출구를 나갈 때 출구측의 상대속도(W_2)는 출구측 날개각 β_2 와 일치하지 않고 그림 1과 같이 날개의 전후면의 압력차 때문에 날개의 회전방향과 반대방향으로 밀리게 된다. 이로 인해 미끄럼속도가 생기게 되며 미끄럼속도를 기준속도에 대한 비율로 나타낸 것을 미끄럼계수(Slip factor : σ)라 하며, 이는 원심펌프의 소요일을 추정하는데 쓰이고 설계 및 성능해석시 쓰이는 가장 중요한 경험치중의 하나이다. Busemann, Stanitz, Stodola, Peck[4]등이 σ 값을 알아내기 위한 연구를 수행한 결과 이에 관한 이론식들을 만들어 냈다. 이중에서 Peck식을 제외한 세가지 식을 Ferguson[5]이 실험결과와 비교한 결과 β_2 가 $60^\circ - 70^\circ$ 사이이고 $r_2/r_1 \geq \exp(2\pi \cos \beta_2/Z)$ 인 경우에는 Busemann과 Stodola 식이 잘 맞으며 Radial flow에서는 Stanitz식이 잘 맞는 것을 밝혀냈고 Busemann식은 대체로 만족할 만한 결과를 얻는 것으로 판명하였으며 Wiesner[6]도 Busemann의 식이 가장 적절한 것으로 밝혔다. 그러나 대부분의 방법과 마찬가지로 이들은 모두 일정한 값의 미끄럼계수를 적용하고 있고 정상운전시나 설계운전점인 경우에 국한되어 있다. Salemi[7]에 의하면 미끄럼계수는 유량에 따라 그 크기가 변하는 것으로 판명되어 본 연구에서는 유량에 따른 크기변화를 고려한 Peck의 식을 적용하기로 한다. Peck의 식을 소개하면 다음과 같다.

- Peck 식

$$\sigma = \frac{1}{1 + p}$$

여기서

$$p = 9.55 \times K_S K_A (Q + q) / (ZND_2^3)$$

$$K_S: 1.3 - 1.5$$

$$K_A = (50 + 4.5(D_2/b_2))$$

q : 누설유량

2.2 펌프특성곡선(Four Quadrant Curve)

펌프가 운전될 수 있는 모든 경우에서 펌프의 성능특성을 알 수 있는 곡선을 완전한 펌프특성곡선(Four Quadrant Curve)이라 한다. 펌프의 특성을 나타내는 변수, 즉 유량(Q), 수두(H), 회전수(N), 토크(T)를 각각 최대효율점에서의 값으로 나누면

$$v = \frac{Q}{Q_R} ; h = \frac{H}{H_R} ; a = \frac{N}{N_R} ; \beta = \frac{T}{T_R}$$

로 무차원화할 수 있는데 펌프가 정상운전중에는 a , β , h , v 가 모두 양수이지만 과도상태운전시에는 이 네개의 값이 일부가 음수이거나 모두가 음수인 경우가 있는데 이러한 상태의 운전조건을 비정상운전조건이라고 말하며 Martin[8]에 의하면 총 8가지의 운전조건으로 분류한다. 이 중 a , v 의 부호에 따라 네개의 상한(Quadrant)으로 나눈 것이 펌프특성곡선이다.

2.3 손실 모델(Loss Models)

- 정방향 운전시

유체가 임펠러를 통과하면서 손실되는 에너지의 계산은 실험적 손실 관계식들에 기초를 두고 있다. 이러한 손실 발생 구조는 크게 두가지 즉, 유체 마찰, 박리(separation), 충격파 발생 등에 기인한 내부 손실과 원판 마찰 손실, 재순환(recirculation), 누설 손실 등에 기인한 외부 손실로 나뉘어 진다. 고려된 내, 외부손실은 다음과 같다.

2.3.1 내부 손실 (Internal Losses)

- 입구 및 곡관 손실 (Entrance - Bend Loss)

유체가 원심 펌프의 축방향으로 들어와서 임펠러 입구 측으로 유입되는 과정에서 단면적의 갑작스런 확장과 각도의 급변으로 인해 생기는 손실이다.

- 입사각 손실 (Incidence Loss)

원심 펌프의 입구측 날개에서 영각(incidence angle)에 기인한 손실을 말한다.

- 날개 부하 손실 (Blade Loading Loss)

날개 표면 위에서의 경계층 성장, 박리, 그리고 이차 유동(secondary flows)에 기인한 손실이다.

- 표면 마찰 손실 (Skin Friction Loss)

임펠러와 쉬라우드의 젖은 면적의 표면 마찰에 의해 임펠러 내에 발생하는 손실이다. 이외에도 쉬라우드가 없는 임펠러의 경우, 정지되어 있는 케이싱과 회전하는 임펠러 사이의 유한한 간격에서의 누설에 따른 간격손실과 빠른 속도의 제트와 느린 속도의 웨이크가 임펠러 출구에서 순간적으로 섞이면서 일어나는 혼합손실, 볼류트내에서 유체의 팽창, 확장, 표면마찰손실을 포함한 볼류트손실을 고려하였다.

2.3.2 외부 손실 (External Losses)

각운동량의 변화와 더불어 압력 증가없이 임펠러 출구의 정체 엔탈피 상승(stagnation enthalpy rise)을 일으키는 손실이다. 이 외부 손실은 보통 원판 마찰 손실 (disc friction loss)과 재순환 손실(recirculation loss) 그리고 누설 손실(leakage loss) 등을 포함하며, 외부(external source)와의 열전달, 모터 축의 손실, 각종 기계적 손실(seal 또는 gland packing loss 등)도 포함할 수 있다. 본 연구에서는 외부 손실로서, 원판 마찰 손실, 재순환 손실, 그리고 누설 손실만을 고려하였다.

- 역방향 운전시

역류운전조건에서의 성능해석을 위해 적절한 손실모델을 설정해야 하는데 정상운전시의 손실모델과 비교할 때 일부는 필요 없고 Shock loss같은 일부 새로운 항목이 추가되어야 한다. 즉 출구 및 곡관손실, 입사각 및 충격손실, 표면마찰손실, 볼류트 내에서의 손실 등과 같은 내부손실과 원판마찰손실, 재순환손실, 누설손실 등의 외부손실을 고려하였다.

2.4 펌프 제원

$$\begin{aligned} Q &= 60.0 \text{ m}^3/\text{hr}, \\ H &= 12.0 \text{ m}, \\ N &= 1750 \text{ rpm} \\ N_s &= 271.4 [\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}] \end{aligned}$$

2.5 해석방법

먼저 정방향운전시의 펌프성능해석을 위해 임펠러 입출구와 허브 및 볼류트 입출구에서의 속도장을 계산한다. 펌프의 입출구에서의 속도를 계산하기 위해 펌프이론에 입각한 그림 1의 속도삼각형을 이용하여 계산하며 펌프와 볼류트의 자세한 기하학적 형상자료 및 유량과 회전속도 등을 입력으로 사용한다[9]. 임펠러 입구측 속도를 구하기 위해 날개두께에 따른 유로폐쇄계수(inlet blockage factor)를 고려하여 유체의 절대속도의 수직성분과 입구측 날개 속도를 구한 후 이것을 이용하여 입구측 날개 각도와 상대속도를 구한다. 허브측에서의 속도장계산도 같은 방법으로 수행하며 임펠러 출구측 속도계산은 먼저 출구측 절대속도의 수직성분(반경방향속도)을 경계층의 성장에 따른 Blockage factor를 고려하여 연속방정식을 적용하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{m2} = \frac{Q}{(\pi \cdot D_2 - Z \cdot \text{SIG}_2) \cdot b_2 \cdot \text{BLK}}$$

여기서 SIG_2 는 접선방향으로의 날개두께, BLK 는 Blockage factor를 가리킨다.

출구측 날개속도는 $U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot N}{60}$ 로 정해지며 속도삼각형을 이용하여 접선방향의 절대속도를 구한

다. 출구측에서의 절대속도를 구하기 위해 미끄럼계수를 도입한 미끄럼속도(VSL)와 접선방향의 절대속도(V_{u2})를 먼저 구하면 $V_{SL} = V_{u2id}(1 - \text{SLIPFT})$ 가 된다. 여기서 SLIPFT 는 Slip factor 이다. 또한 접선방향의 절대속도는 $V_{u2} = V_{u2id} - V_{SL}$ 에서 결정한다. 한편 출구측에서의 절대 속도

는 $V_2 = \sqrt{V_{m2}^2 + V_{u2}^2}$, 유동각은 $\alpha_2 = \tan^{-1}\left(\frac{V_{m2}}{V_{u2}}\right)$, 상대 속도는 $W_2 = \sqrt{V_{m2}^2 + (U_2 - V_{u2})^2}$

식을 이용하여 구한다.

한편 볼류트 입출구에서의 속도계산은 유량을 입출구의 단면적으로 나누면 구할 수 있다. 이로써 각부분별 속도장 계산이 끝나고 이것에 2.3항의 손실모델 각 항목에 해당하는 적절한 손실모델을 선정하여 앞에서 구한 각 지점에서의 속도를 대입하면 해석대상펌프의 실제적인 수두와 효율을 계산하게 된다. 역류 시에는 임펠러의 회전방향과 유동방향이 반대가 되어 체질수두보다 훨씬 높

은 수두를 발생하는데 이때의 이론수두계산은 다음과 같다.

$$H_{th} = \sigma H_{th\infty} = \frac{H_{th\infty}}{1-p}$$

속도장계산은 그림 1(b)의 속도삼각형을 이용하며 정방향의 경우와 같은 방법으로 계산하고 2.3항의 역류시의 손실모델을 적용한다. 이와같은 정상운전 및 역류시의 펌프성능해석의 흐름도를 그림 2에 나타내었다.

3. 결 과

정방향운전시 펌프수두 및 유량간의 성능곡선과 효율곡선에 대한 계산결과를 실험치[11] 및 PERFIG을 이용한 해석결과와 비교하여 그림 3과 4에 나타냈다. 해석결과 성능곡선에 있어서는 기존의 해석코드와 마찬가지로 PERFIG의 경우 최대효율점 근방에서는 잘 맞으나 최대효율점보다 작은 유량에서는 수두가 떨어지고 큰 유량에서는 수두가 올라가는 경향을 보인 반면 본 프로그램에서는 최대효율점보다 큰 유량에서는 실험치와 잘 일치하고 작은 유량에서도 PERFIG 보다는 잘 맞으나 역시 체절운전점에 다가갈수록 수두가 떨어져 체절운전점에 가까운 극저유량운전시의 성능해석에 대해 추가적인 연구가 필요함을 알 수 있었다. 효율곡선에 대하여는 PERFIG의 경우 최대효율점보다 작은 유량에서는 효율이 실험치보다 떨어지고 큰 유량에서는 올라가며 최대효율점 근방에서만 정확성을 나타내나 본 프로그램에서는 극저유량으로 갈 때에만 효율이 올라가고 대부분 일치하는 결과를 나타내고 있다. 따라서 Slip factor의 관계식 설정과 펌프손실의 구조 및 손실모델선정이 적절했음을 알 수 있었다. 역방향운전시에 계산된 펌프수두 및 유량간의 성능곡선을 그림 5에 나타내었다. 이 경우 본 연구의 펌프에 대해 역류시의 성능시험을 수행하지 못해 실험결과와의 정확한 상호비교는 할 수 없었지만 기존의 실험자료들, 즉 Knapp의 실험자료나 최근에 Prasad와 Tanapandi[10]가 실험한 자료와 비교할 때 그 경향에 있어 급격한 수두증가를 잘 예측하며 전체적으로 일치하고 있다. 특히 정상운전시 극저유량에서는 박리 및 재순환 등 유동의 복잡성으로 인해 실험치와 잘 일치되지 않았으나 역류시에는 유동특성이 고압에서 저압으로 흐르고 유동단면 또한 점차 축소되어 유동박리나 재순환의 가능성이 적어 잘 일치되고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 역방향 운전시 적용 가능한 'Negative head slip'의 개념을 도출하고 각종 손실구조 및 적절한 손실모델을 도출하여 정방향 운전시에는 설계점에서만 정확성이 있는 기존의 상용 코드(PERFIG)에 비해 전유량 범위에 걸쳐 정확성이 향상되고 역방향 운전시의 성능을 예측할 수 있는 새로운 프로그램을 개발하였다. 또한 이 프로그램을 이용한 계산결과를 실험자료 및 기존의 상용코드 해석결과와 비교한 결과, 정방향 운전시에는 극저유량 운전범위를 제외하고는 전유량 범위에 걸쳐 매우 양호한 결과를 얻었고 역방향 운전시에는 실험결과와 매우 유사한 경향을 보였다.

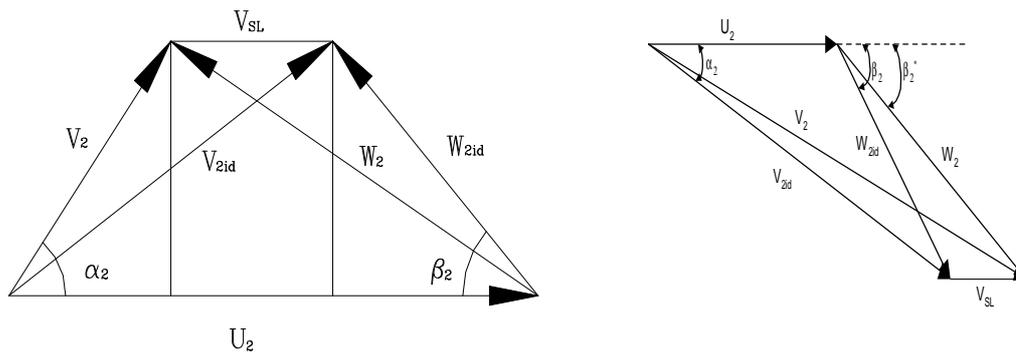
5. 참고 문헌

- [1] Colwill, W. H. " Impeller performance prediction using three dimensional flow analysis." In Symposium on Performance prediction of centrifugal pumps and compressors, Louisiana, March 1980, pp. 125-133(ASME)
- [2] Ida, T. and Kubota, T. " Performance Prediction of Pump-Turbine in Pumping Mode." Symposium on Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, Louisiana, March 1980, pp. 149-160(ASME)
- [3] PERFIG-An Interactive Graphics System for the Performance Prediction of Centrifugal Pumps

- [4] Peck, J. F., "Investigations Concerning Flow Conditions in a Centrifugal Pump and the Effect of Blade Loading on Head Slip", Proc. Instn. Mech. Engrs., 1951, 164.
- [5] Ferguson, T. B. "The Centrifugal Compressor Stage, 1963(Butterworths, London)
- [6] Wiesner, F.J. " A Review of Slip Factor for Centrifugal Impellers", Journal of Engineering for Power, TRANS.ASME, vol.89, 1967 ,pp.558-572.
- [7] Salemi, C., Mattao, V. D. " Slip Factor Calculation in Centrifugal Pumps by Means of Evaluation of Wall Boundary Layer." Symposium on Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, Louisiana, March 1980, pp. 117-124(ASME)
- [8] Martin, C. S., " Representation of Pump Characteristics for Transient Analysis," Proc. Symp. on Performance Characteristics of Hydraulic Turbines and Pumps, 1983 (ASME)
- [9] Stepanoff, A. J., " Centrifugal and Axial Flow Pump", Wiley, New York, 1957.
- [10] Tanapandi, P., Prasad, R., " Negative Head Slip and Performance Prediction of Small Submersible Pumps During Reverse Flow Operation.", Pumping Machinery(ASME), 1993.
- [11] 펌프성능곡선도, 효성펌프 Model No. HES 65-160.

기호설명

D	diameter, m	N	number of rotation, r.p.m.
r	radius, m	N_s	specific speed, r.p.m., m
Q	volumetric flow rate, m^3/sec or $m^3/min.$	H	head, m
U	blade speed, m/sec	W	relative velocity, m/sec
V	absolute flow velocity, m/sec	Z	number of impeller blades
σ	slip factor	α	absolute flow angle, degree
β	relative flow angle, degree from tangential direction		from tangential direction



(a) Slip forward flow regime

(b) Negative slip in reverse flow regime

그림 1 Slip velocity diagram

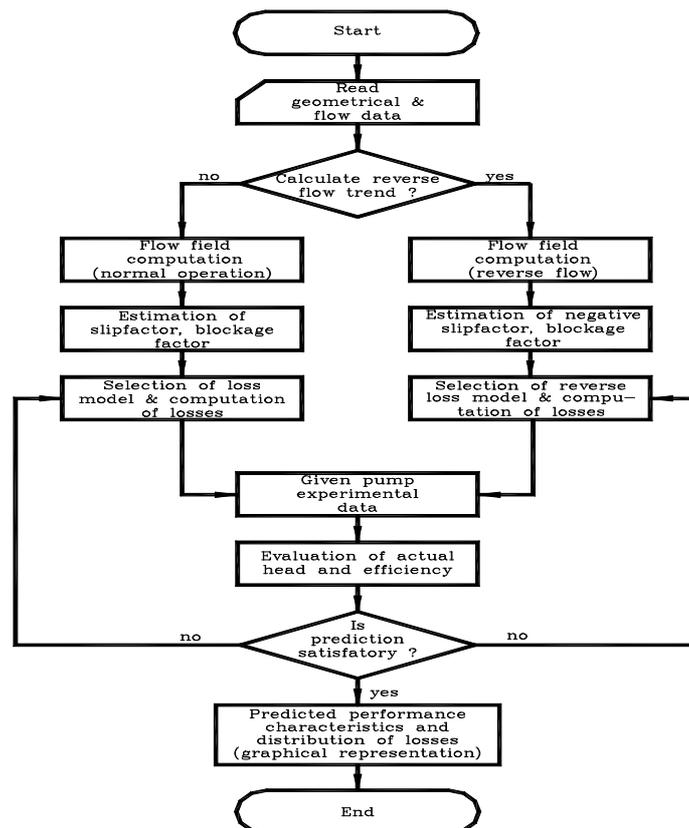


그림 2 Flowchart for prediction program

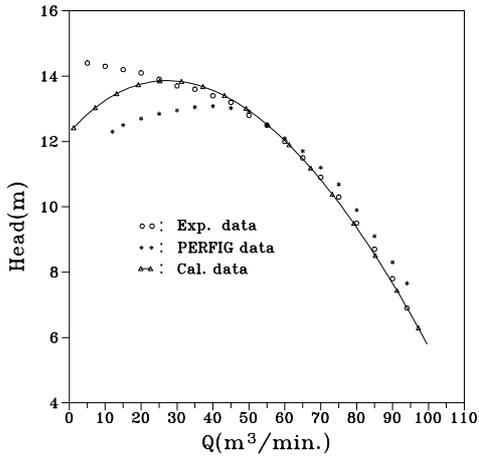


그림 3 Head vs. flow rate curve during normal operating condition

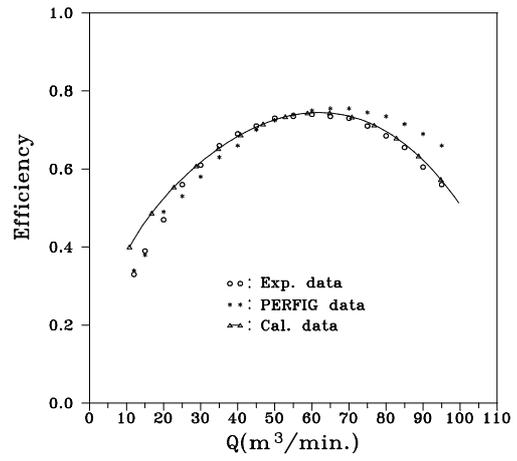


그림 4 Efficiency vs. flow rate during normal operating condition

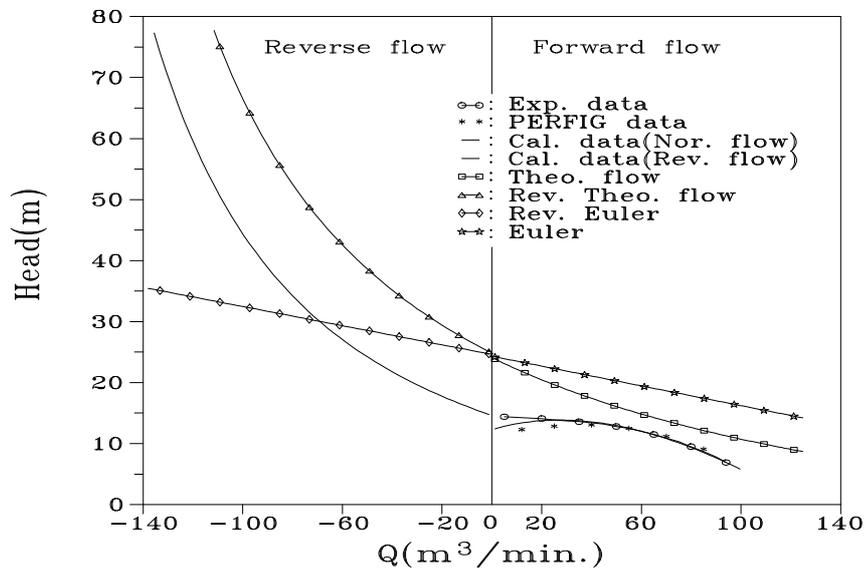


그림 5 Performance curve during normal and reverse flow operation comparison with theoretical head curve