

〈논 문〉 SAE NO. 97370117

단 (양) 흡입형 원심 펌프의 성능 예측

Performance Prediction of Single(Double) Suction Centrifugal Pumps

오 형 우*, 정 명 균**
H. W. Oh, M. K. Chung

ABSTRACT

A performance prediction method is presented for single(double) suction centrifugal pumps with a review of loss correlations given in the previous open literature. Most of the loss analyses mentioned in the present study are one dimensional and this paper investigates several modeling schemes and shows that a fairly good prediction can be achieved by a proper selection of the most important flow parameters resulting from a mean streamline analysis. Predictions of the trends of total head-capacity and pump efficiency-capacity curves agree well with the experimental data in almost the full range of operating conditions. The prediction method developed through this study can serve as a tool to ensure good matching between parts and it can assist the understanding of the operational characteristics of general purpose centrifugal pumps.

주요기술용어 : Centrifugal Pumps(원심 펌프), Loss Models(손실 모델), Performance Prediction(성능 예측), Head(수두), Pump Efficiency(펌프 효율)

기 호 설 명

A : 단면적
 b : 임펠러 폭
 b^* : 임펠러 출구 쪽에 대한 볼류트 입구 쪽의 비
 C_r : 표면 마찰 계수
 D : 지름

D_r : 확산비
 D_{hyd} : 임펠러 평균 수력학적 지름
 g : 중력가속도
 H : 수두(m)
 L : 임펠러 평균 유선 길이
 Q : 부피 유량
 Q_{LK} : 누설 유량
 Q^* : 누설 유량을 포함한 유량
 r : 반지름
 S : 표면적
 U : 날개 속도

*한국과학기술원 기계공학과

**정회원, 한국과학기술원 기계공학과

| | |
|-------------------|--------------------------|
| V | : 절대 속도 |
| W | : 상대 속도 |
| \dot{W} | : 일률 |
| Z | : 임펠러 날개수 |
| α | : 절대 유동 각(접선 기준의 각) |
| β_{2b} | : 임펠러 출구 날개각(접선 기준의 각) |
| Δh | : 수두 변화량(m) |
| ϵ_{wake} | : 임펠러 출구 면적에 대한 후류 영역의 비 |
| η_p | : 펌프 효율 |
| ν | : 동점성 계수 |
| ρ | : 유체 밀도 |

하 첨 자

| | |
|---------|-----------------------------|
| 0 | : 흡입관 입구 |
| 1 | : 임펠러 입구측 |
| 2 | : 임펠러 출구측 |
| 3 | : 볼류트 입구측 |
| BL | : 날개 부하 |
| DF | : 원판 마찰 |
| ENL | : 확장 |
| ENT | : 흡입관 입구 |
| $Euler$ | : 오일러 |
| $EXIT$ | : 펌프 토출구측 |
| EXP | : 팽창 |
| h | : 임펠러 입구측 허브 |
| INC | : 입사각 |
| int | : 펌프 내부 |
| LK | : 누설 |
| $Loss$ | : 손실 |
| MX | : 혼합 |
| m | : 자오면 방향 |
| N | : 수직 성분 |
| RC | : 재순환 |
| rms | : 제곱근 평균값(root mean square) |
| SF | : 표면 마찰 |
| $SKIN$ | : 표면 마찰 |
| t | : 임펠러 입구측 단 |
| th | : 볼류트의 목부분 |
| u | : 접선 방향 |
| VOL | : 볼류트 |

vol : 볼류트

상 첨 자

- : 질량 평균

1. 서 론

현재 국내 원심 펌프 제조 업체에서 제작하여 시판중인 단(양) 흡입형 원심 펌프의 대부분은 국내 뿐만 아니라 해외에서도 기술 수준을 인정 받고 있는 상태이다. 그러나 펌프의 성능이 개선 됨에 따라 설계점 이외의 운전 상태에서 발생하는 펌프의 거동을 예측하는 것이 펌프 설계시 뿐만 아니라 시장성 확보 측면에서도 중요하게 되었다.

대부분의 업체에서 현재 실시하고 있는 예측 기법들은 기존의 펌프 형상에 대한 자료 분포들을 주로 비교 회전 속도(Specific Speed)에 대한 함수 형태로 표현된 식을 기초로 하여 비슷한 모델의 펌프의 설계점과 탈설계점을 예측하고 있는 정도이다. 다른 한편으로는 상용 코드에 의존해서 이를 예측하고 있다. 그리고 전산 유체 역학의 발전에 힘입어 3차원 유동 효과를 고려한 유동 방정식을 직접 풀려는 경향이 있으나, 심한 곡률을 갖는 임펠러에서 회전을 고려한 난류 모델링이 아직 정확하지 못하기 때문에 이를 이용해서 초기 설계를 수행한다는 것은 아직 어려운 상태이다.

본 연구에서는 기존의 상용 코드들과는 달리 성능 해석을 하는데 있어서 최소한의 입력 자료만을 요구함으로써, 현장에서 실제로 적용해서 쓰기에 손쉽고 계산 결과가 비교적 정확하면서도 계산 시간이 적게 걸리는 성능 예측 코드를 만드는 것을 목적으로 한다. 이를 위해서 본 연구에서는 1차원적 평균 유선 해석 방법과 이론적 혹은 준경험적 손실 모델을 적용하여 설계점 뿐만 아니라 비교적 넓은 범위의 유량에 대한 성능 예측이 가능하도록 하였다. 그리고 현재 나와 있는 효율 예측 모델을 개선하여 실제의 효율 성능 곡선의 경향을 추적할 수 있는 손실 모델을 제안하였다.

2. 성능 예측 방법

원심 펌프의 전체 수두를 예측하기 위해서는 이론적 수두 즉, 오일러 수두와 수력학적 손실을 계산해야 한다. 임펠러 입·출구에서 유동의 속도 삼각형에 의해 유체의 물성치를 계산하고, 각종 손실 모델을 통해 펌프내에서의 각 부분별 수두 손실을 계산하는 과정을 거친다.

2.1 수두 계산

임펠러 출구에서의 속도 삼각형¹⁾을 보면 절대 유속이 접선 방향으로 미끄러지는 현상(Slip)을 보여준다. 이 미끄러짐 정도는 미끄럼 계수(Slip Factor)를 도입함으로써 결정할 수 있다. 본 연구에서는 Wiesner²⁾가 제안한 계수를 적용해서 출구 유동 계산을 수행하기로 한다. 오일러의 이

론 수두는 임펠러 출구에서의 미끄러짐을 고려한 절대 유동과 입구측 지름의 제곱근 평균 위치(Root Mean Square)에서의 절대 유동에 의해 다음과 같이 계산한다.

$$D_{1rms} = \left[\frac{D_{1t}^2 + D_{1h}^2}{2} \right]^{1/2} \quad (1)$$

$$\Delta h_{Euler} = (U_2 V_{u2} - U_{1rms} V_{u1rms}) / g \quad (2)$$

이론적인 수두(Δh_{Euler})와 실제로 나타나는 수두(H) 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$H = \Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{int, Loss} \quad (3)$$

여기에서 $\sum \Delta h_{int, Loss}$ 는 펌프 내부에서 발생하

Table 1 Internal Loss Models for Centrifugal Pumps

| Loss mechanism | Loss model | Reference |
|--------------------|--|----------------------------------|
| Entrance-bend loss | $\Delta h_{ENT} = f_{ENT} \frac{V_0^2}{2g}$ where $f_{ENT} = 0.2 \sim 0.3$ | Rathod and Donovan ³⁾ |
| Incidence loss | $\Delta h_{INC} = \frac{W_N^2}{2g}$ | 오형우, 정명균 ¹⁾ |
| Blade loading loss | $\Delta h_{BL} = 0.05 D_1^2 U_2^2 / g$ | 오형우, 정명균 ¹⁾ |
| Skin friction loss | $\Delta h_{SF} = 5.6C \sqrt{\frac{L}{D_{hyd}}} \frac{\bar{W}^2}{g}$ | 오형우, 정명균 ¹⁾ |
| Mixing loss | $\Delta h_{MX} = \frac{1}{1 + \cot^2 \alpha_2} \left[\frac{1 - \epsilon_{wake} - b^*}{1 - \epsilon_{wake}} \right]^2 \frac{V_2^2}{2g}$ | 오형우, 정명균 ¹⁾ |
| Volute loss | $\Delta h_{VOL} = \Delta h_{EXP} + \Delta h_{ENL} + \Delta h_{SKIN}$ where $\Delta h_{EXP} = \zeta \frac{(V_{u2} - V_{th})^2 + V_{m2}^2}{2g}, \zeta = 0.55 \sim 1.0$ $\Delta h_{ENL} = \frac{(V_{th} - V_{EXIT})^2}{2g}$ $\Delta h_{SKIN} = \xi C \frac{S_{vol}}{A_{th}} \frac{V_{th}^2}{2g}, \xi = 0.2 \sim 0.5$ | Takagi et al. ⁴⁾ |

는 수력학적 손실들의 총합을 나타내는 것으로서 각각의 손실에 대한 물리적인 의미는 참고문헌¹⁾을 참조하기로 한다. 본 연구에서 적용한 내부 손실 모델들은 Table 1에 실려있다. 내부 손실 모델 중 입사각 손실에 들어가는 유로 폐쇄 계수¹⁾는 보통 0.9~0.97의 범위에 존재하는데, 원심 펌프의 대부분은 0.95의 값을 취한다. 유량에 대한 각 손실들의 정량적인 비교는 결과 및 검토에서 다루기로 한다.

2.2 효율 계산

펌프의 효율은 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_p \equiv \frac{\rho gQH}{P_{shaft}} \quad (4)$$

여기에서 P_{shaft} 는 외부에서 펌프의 축에 전달되는 축동력으로서, 오일러의 이론 수두에 펌프 임펠러의 외부에서 발생하는 유체 역학적 외부 손실과 기타 베어링 내에서의 손실, 외부와의 열 전달 등의 기계적 손실들을 더해줌으로써 이를 계산한다.¹⁾

본 연구에서는 외부 손실이 원판 마찰 손실, 재순환 손실 그리고 누설 손실로 구성되어 있다고 가정한다. 외부 손실에 대한 물리적인 의미는 참고문헌¹⁾에 실려있다.

효율 계산에 있어서 재순환 손실이 기타 원판 마찰 손실, 누설 손실에 비해 상대적으로 크기 때문에(정량적인 비교는 결과 및 검토 참조) 재순환 손실의 정확도에 따라 효율 곡선의 예측 정도가 결정된다. 본 논문에서는 재순환 손실 모델 중 Coppage 등⁵⁾과 Jansen⁶⁾의 모델 그리고 본 연구에서 제시한 모델을 비교하였다(Table 2,

Fig.1). Jansen⁶⁾의 모델은 Coppage 등⁵⁾ 모델의 수정된 형태의 모델이다. Coppage 등⁵⁾과 Jansen⁶⁾의 모델들은 저유량에서 재순환 손실을 너무 작게 예측하고 있다는 사실을 알 수 있다(Fig. 1). Japikse⁷⁾는 여러가지 임펠러들의 실험 결과를 토대로 해서 무차원화 된 질량 유량에 대한 실험적인 모델(Bucket Model)을 제안했다. 그러나 이를 표현하는 실험식을 제시하지 않았으므로 본 연구에서는 이에 대한 시험은 제외하기로 했다. 본 연구는 수많은 손실 실험식을 시험하여 재순환 손실은 저유량 조건하에서 Coppage 등⁵⁾의 모델 보다 큰 값을 예측하는 모델이 필요함을 알아냈다. 이러한 작업은 임펠러 출구 유동각의 영향력을 크게 하고 저유량과 고유량 사이의 손실 분포를 매끄럽게 만들기 위해 쌍곡형 함수를 도입함으로써 이루어졌다(Table 2, Fig.1).

원판 마찰 손실에 대해서는 Daily와 Nece⁸⁾의 모델이 여러 문헌에서 지금까지 가장 많이 인용되어지고 있다. 본 연구에서도 이를 도입하기로 한다.

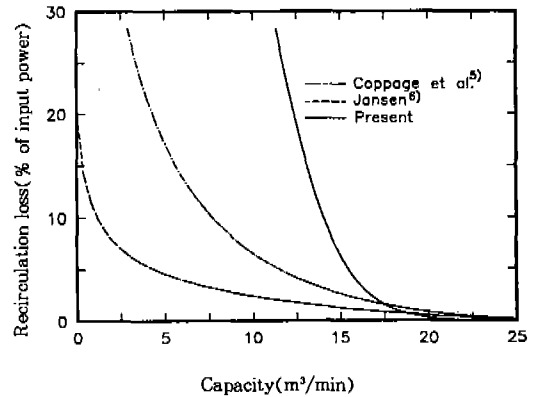


Fig.1 Comparison of Recirculation Loss Models

Table 2 Recirculation Loss Models

| Reference | Loss model |
|------------------------------|--|
| Coppage et al. ⁵⁾ | $\Delta h_{RC} = 0.02 \cot \alpha_2 D_1^2 U_2^2 / g$ |
| Jansen ⁶⁾ | $\Delta h_{RC} = 0.02 \sqrt{\cot \alpha_2} D_1^2 U_2^2 / g$ |
| Present | $\Delta h_{RC} = 8 \times 10^{-5} \sinh[3.5 \cdot (\pi/2 - \alpha_2)^3] D_1^2 U_2^2 / g$ |

Table 3 External Loss Models for Centrifugal Pumps

| Loss mechanism | Loss model | Reference |
|----------------------|--|------------------------------|
| Disk friction loss | $\Delta h_{DF} = f_{DF} \frac{r_2^2 U_2^3}{4Q^*g}$ <p>where</p> $f_{DF} = \frac{2.67}{R_{eDF}^{0.5}}, R_{eDF} < 3 \times 10^5$ $f_{DF} = \frac{0.0622}{R_{eDF}^{0.2}}, R_{eDF} \geq 3 \times 10^5$ $R_{eDF} = \frac{U_2 r_2}{\nu_2}$ | Daily and Nece ⁹⁾ |
| Recirculation loss | $\Delta h_{rc} = 8 \times 10^{-5} \sinh[3.5 \cdot (\pi/2 - \alpha_2)^3] D_f^2 U_2^2 / g$ | Present |
| Leakage (power) loss | $W_{LK} = \rho g Q_{LK} \Delta h_{Euler}$ | Stepanoff ⁹⁾ |

누설 손실은 특별한 모델이 존재하는 것이 아니라 누설 유량에 의한 오일러 수두의 영향력을 고려한 일들로서 계산되어 진다.⁹⁾

본 연구에서 적용한 외부 손실 모델들은 Table 3에 실려있다.

3. 결과 및 검토

본 연구에서 수행한 성능 예측 방법의 타당성을 위해 모델 펌프 H-1, H-2 그리고 H-3의 실험 결과와 비교함으로써 검증하기로 한다. 이 모델 펌프에 대한 사양은 Table 4에 실려있다.

Fig.2~Fig.4는 각각의 모델 펌프에 대한 수두 성능 비교를 나타내는 것으로 설계 유량에서의 수두 예측을 비교한 결과 다음과 같았다. 펌프 H-1의 경우 설계점에서의 수두 예측의 경우 약

22.7m(0.9%의 상대 오차)였으며, 펌프 H-2의 경우 설계 유량에서 수두가 약 19.3m(3% 상대 오차)로 비교적 정확했다. 그리고 펌프 H-3의 경우도 설계점에서의 수두 예측이 약 21.7m(1.9%의 상대 오차)로 설계 사양을 비교적 정확히 예측하고 있음을 알 수 있다. 그리고 작동 유량 전체 범위에 걸쳐 안정적인 성능 곡선을 나타냄과 동시에 저유량에서도 실험 결과의 경향을 제대로 예측하고 있다.

Fig.5~Fig.7은 각 모델 펌프들에 대한 효율 예측 곡선을 계산한 결과들을 나타낸다. 전체 유량에 걸친 효율을 정확히 예측한다는 것은 상당히 어려우나, 전체적인 경향은 실험 결과를 비교적 잘 예측하고 있다. 본 연구에서 제시한 외부 손실 모델(제순환 손실 모델)이 Coppage 등⁵⁾과 Jansen⁶⁾이 제시한 제순환 손실 모델을 적용한

Table 4 Specifications of Model Pump

| Pump | Capacity (m ³ /min) | Head (m) | D _{1T} /D ₂ | b ₁ /D _{1T} | b ₃ /b ₂ | β _{2b} (deg) | Z |
|------|--------------------------------|----------|---------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|-----------------------|---|
| H-1 | 19.2 | 22.5 | 0.79 | 0.32 | 1.19 | 18 | 7 |
| H-2 | 36.1 | 19.9 | 0.80 | 0.31 | 1.47 | 18 | 7 |
| H-3 | 34.8 | 21.3 | 0.79 | 0.32 | 1.61 | 23.5 | 7 |

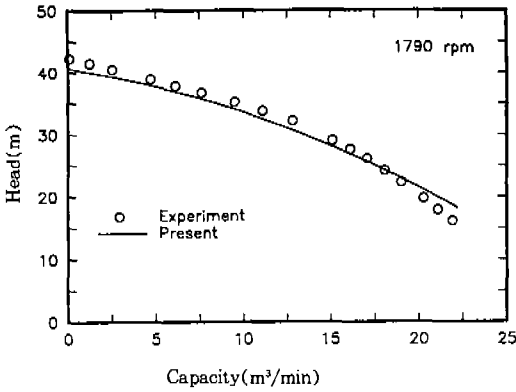


Fig.2 Total Head Prediction of Pump H-1

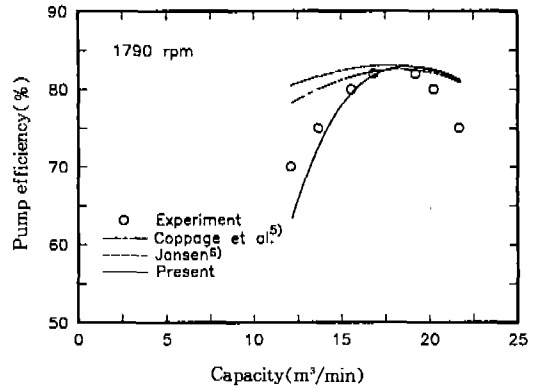


Fig.5 Pump Efficiency Prediction of Pump H-1

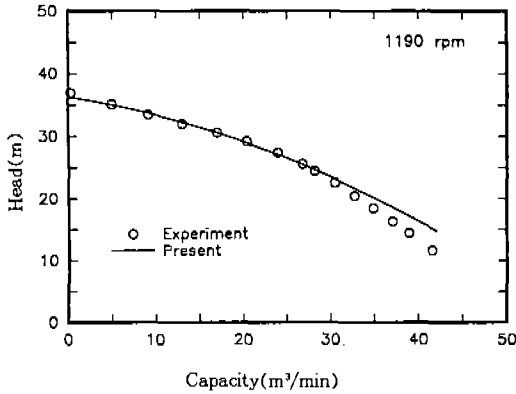


Fig.3 Total Head Prediction of Pump H-2

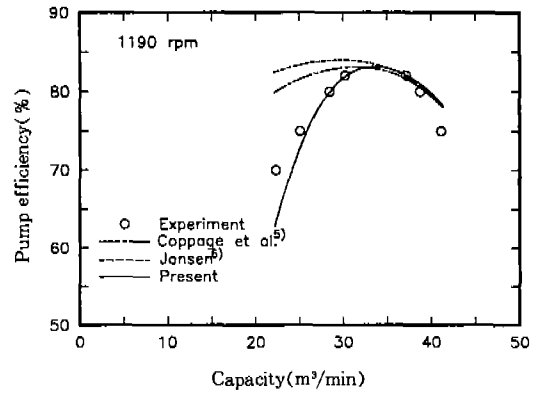


Fig.6 Pump Efficiency Prediction of Pump H-2

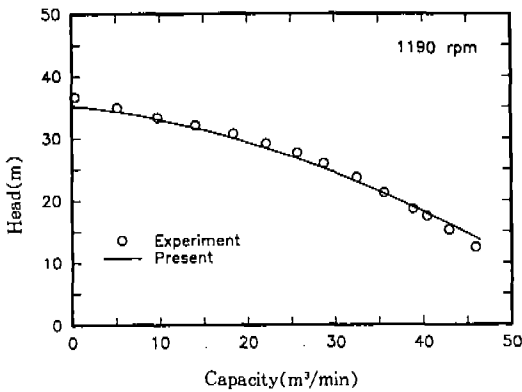


Fig.4 Total Head Prediction of Pump H-3

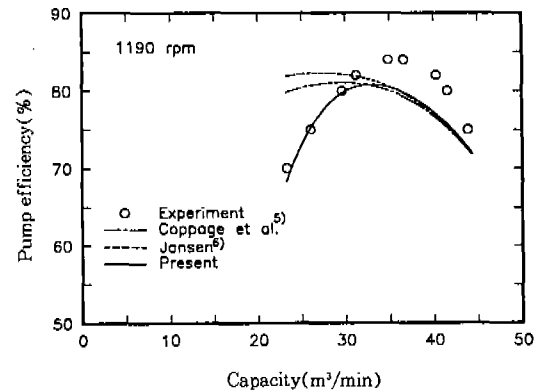


Fig.7 Pump Efficiency Prediction of Pump H-3

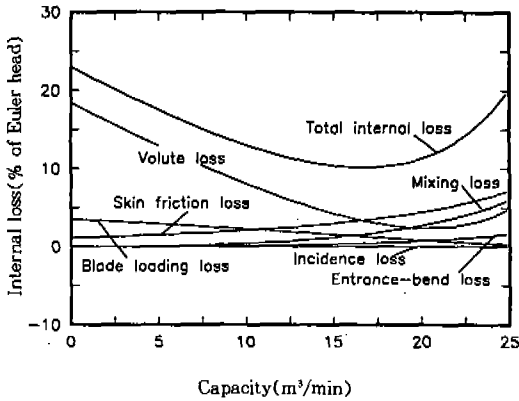


Fig.8 Internal Loss Distribution

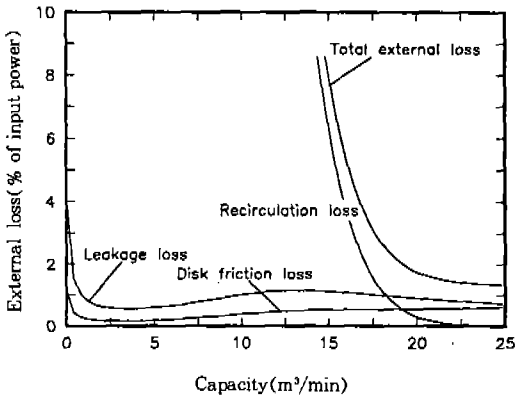


Fig.9 External Loss Distribution

경우보다 실제 실험 곡선 경향을 제대로 예측하고 있음을 알 수 있다.

수두 예측은 유체 역학적 내부 손실에 의해 비교적 정확히 예측할 수 있다. 그러나 효율을 예측하는 데에는 유체 역학적 외부 손실 이외에 기타 기계적 손실 등에 기인하는 손실을 제산해야 하기 때문에 상당한 오차를 수반할 수 밖에 없다. 앞으로 유체 역학적 외부 손실 뿐만 아니라 기타 기계적 손실에 대한 모델링 작업이 개선된다면 효율 예측 또한 정확히 이루어질 수 있을 것이다.

Fig.8~Fig.9는 원심 펌프 H-1에 대한 내부 손실 및 외부 손실 분포를 보여주고 있다. 다른 모델 펌프(H-2, H-3)의 경우도 이와 유사한 경향을 보인다. 이것은 기타 다른 모델의 원심 펌

프의 손실 분포를 예측하는데 참고가 될 수 있다.

4. 결 론

손실 모델을 적용한 평균 유선 해석에 의해 원심 펌프의 성능 곡선을 예측할 수 있는 방법을 제안했다. 그리고 펌프 효율의 예측을 향상시키기 위해서 펌프 축동력에 영향력이 큰 재순환 손실에 대한 새로운 모델을 제안했다. 본 연구에서 수행한 예측 과정은 원심 펌프의 예비 설계 단계에 있어서 개념적인 설계 수단으로 사용되어질 수 있다.

후 기

본 연구는 현대 중공업의 연구 지원에 따른 산학 협동 연구 과제의 일환으로 이루어진 것으로 연구를 지원해 주신 회사 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 오형우, 정명균, 1997, "원심 압축기의 성능 예측," 한국자동차공학회논문집, 제5권, 제2호, pp.136~148.
2. Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.89, pp.558~572.
3. 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.
4. Takagi, T., Kobayashi, J., Miyashiro, H. and Morimoto, H., 1980, "Performance Prediction of Single-Suction Centrifugal

- Pumps of Different Specific Speeds," Performance prediction of centrifugal pumps and compressors, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp.227~234.
5. 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.
 6. 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.
 7. Japikse, D., 1996, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc.
 8. Daily, J. W. and Nece, R. E., 1960, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," ASME Journal of Basic Engineering, Vol.82, pp.217~232.
 9. Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd Ed., John Wiley & Sons, INC., New York, pp.1~462.