

원심 펌프의 최적 설계

오형우* · 정명균* · 김삼철** · 양근영** · 하진수**

(1998년 8월 6일 접수)

Design Optimization of Centrifugal Pumps

Hyoung Woo Oh, Myung Kyoon Chung,
Sang Chul Kim, Keun Yung Yang and Jin Soo Ha

Key Words : Centrifugal Pumps(원심 펌프), Optimum Design(최적 설계), Specific Speed(비속도), Design Variables(설계 변수)

Abstract

An optimal design code for centrifugal pumps has been developed to determine geometric and fluid dynamic variables under appropriate design constraints. The optimization problem has been formulated with a nonlinear objective function to minimize one, two or all of the fluid dynamic losses, the net positive suction head required and the product price of a pump stage depending on the weighting factors selected as the design compromise. The optimal solution is obtained by means of the Hooke and Jeeves direct search method. The performance analysis is based on the mean streamline analysis using the present state-of-the-art loss correlations. The optimized efficiency and design variables of centrifugal pumps are presented in this paper as a function of non-dimensional specific speed in the range, $0.5 \leq N_s \leq 1.3$. The diagrams presented herein can be used efficiently in the preliminary design phase of centrifugal pumps.

기호설명

A	: 면적
A_{II}	: 깃두개를 제외한 임펠러 출구 면적
b	: 폭
cl	: 립새
D	: 지름
D_i	: 마멸링 지름
f	: 가중 계수
g	: 중력 가속도
H	: 실양정 (m)
H_{Euler}	: 오일러 양정 (m)
L_{cl}	: 마멸링 길이
L_z	: 임펠러 축방향 길이
$NPSH_R$: 유효 흡입 양정 (m)
N_s	: 무차원 비속도 = $\frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$
P	: 압력

P_v	: 증기압력
Q	: 체적 유량 (m ³ /s)
Q^*	: 누설을 포함한 체적 유량 (m ³ /s)
g_s	: 슈라우드 폼
t_s	: 임펠러 슈라우드 두께
t	: 수직 깃두개
U	: 임펠러 속도
V	: 절대속도
W	: 상대속도
Z	: 임펠러 날개수
β	: 자오면을 기준으로 한 임펠러 깃각도
Δh	: 양정 손실 (m)
η_p	: 펌프 효율
ρ	: 유체 밀도
σ_s	: 깃 캐비테이션 계수 = $\frac{2(P_{II} - P_v)}{\rho W_{II}^2}$
$\Sigma \Delta h$: 양정 손실의 합 (m)
Φ	: 유동 궤적의 경사각
Ψ	: 최적화를 위한 목적 함수
ω	: 회전속도 (rad/s)

* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

** 현대중공업 엔진사업본부 유체기계설계부

하첨자

- 1 : 임펠러 입구
- 2 : 임펠러 출구
- 3 : 벌류트 기초원
- 2b : 임펠러 출구깃
- d : 펌프 송출측
- e : 효율
- ext : 외부 조건
- h : 임펠러 입구 허브
- int : 내부 조건
- m : 자오면 방향
- n : 유효 흡입 양정
- p : 생산 단가
- t : 임펠러 입구 텀
- thr : 벌류트 목
- u : 접선 방향

해 단순하지만 매우 안정적이고 효과적인 Hooke와 Jeeves⁽⁵⁾의 직접 조사법(direct search method)을 도입했다. 본 연구를 통해 얻어진 최종 결과들은 펌프 설계자의 입장을 고려해서, 원심 펌프의 설계 변수들을 무차원 비속도($0.5 \leq N, \leq 1.3$)의 함수로서 정리·도식화 했다.

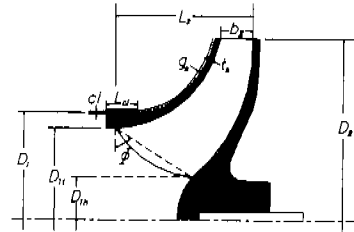


Fig. 1 Meridional cross-section of centrifugal pump impeller.

1. 서론

과거 수 십년 동안 원심 펌프의 내부 유동 해석에 대한 주목할 만한 발전에도 불구하고, 수많은 기하학적, 유체 역학적 변수들과 이것들 사이의 복잡한 연관성으로 인해, 원심 펌프의 실제적인 설계와 성능 해석의 대부분은 여전히 실험식에 의존하고 있는 상황이다. 실험적 손실 상관식에 의존한 원심 펌프의 설계에 대한 일반적인 이론들은 Stepanoff,⁽¹⁾ Neumann,⁽²⁾ 그리고 Japikse와 Bennett⁽³⁾과 같은 참고 문헌에 잘 나타나있다. 그러나 대부분의 문헌들은 설계 지표로서 D_1/D_2 , β_{1n} , β_{2b} 과 같은 설계 변수들의 범위만을 제시하고 있기 때문에, 설계 제한 조건 내에서 특정한 값의 설계 변수를 택해야 하는 펌프 설계자 입장에서는 과거의 현장 경험에 의존할 수 밖에 없다.

특히, 실제 펌프 설계 과정은 최대 효율, 캐비테이션 억제, 생산 단가의 절감 그리고 기타 펌프 수요자들의 요구 사이의 절충을 고려해야 함으로, 설계 과정은 본질적으로 수많은 시행 착오에 의한 반복 계산이라고 볼 수 있다.

본 연구에서는 설계점 성능 뿐만 아니라, 최대 효율, 최소 유효 흡입 양정 그리고 최저의 생산 단가 사이의 절충을 고려한 최적화된 형상을 찾을 수 있는 자동화된 설계 코드를 개발하는데 목적을 둔다. 그리고 수력학적 성능 해석을 위해 기존의 연구 결과⁽⁴⁾에 의해 결정된 최적 손실 모델 조합을 적용했고, 수많은 기하학적, 유체 역학적 제한 조건하에서 사용자 정의에 의한 목적 함수를 최적화 하기 위해, 다른 수학적 최적화 알고리즘에 비

2. 최적화 문제

Fig. 1은 자오면상에서의 단순화된 원심 펌프 임펠러에 대한 형상을 나타낸다. 본 논문에서는 그림에서 보는 바와 같이 상류측으로 확장된 형상의 임펠러 입구를 가정한다. 이러한 형상은 임펠러 입구측 흡입 성능의 향상과 펌프의 양정을 높일 수 있다. 누설 유량(누설 손실)을 계산하기 위해, 회전하는 마넨 링(rotating wearing ring)과 정지된 원통면(stationary cylindrical face) 사이에 단일, 직렬 환상형 틈(single, straight annular gap)을 갖는 단순한 밀봉 형상(sealing type)을 가정한다. 여기에 본 연구에서는 다음과 같은 3가지 가정을 추가한다. 즉, 입구측 유동이 예선회(preswirl) 없이 유입되고 베인없는 공간(vaneless space)에서의 유동이 자유 와동(free-vortex)이다. 그리고 벌류트 케이싱(volute casing)내의 평균 유속이 일정하도록 커트워터(cutwater)에서 벌류트 목(volute throat)까지의 단면 형상이 점차적으로 증가하는 원형으로 이루어진다.

원심 펌프의 설계 최적화 문제는 설계 사양(design specifications), 설계 변수(design variables), 목적 함수(objective function) 그리고 설계 제한 조건(design constraints) 등으로 구성되어진다.

참고로, 본 연구에서 수행한 설계 프로그램 단계는 Fig. 2에 나타나있다.

2.1 설계 사양(Design Specifications)

원심 펌프의 설계는 체적 유량, 펌프 양정, 무

차원 비속도(Table 1) 그리고 작동 유체등으로 지정된다. 본 연구에서 작동 유체는 냉수로 한다.

2.2 설계 변수(Design Variables)

Table 1에서 보여지는 9가지 독립 설계 변수들은 설계 초기 단계에서 지정된다. 그리고 반복적인 최적화 과정을 거쳐 수정된다.

2.3 목적 함수(Objective Function)

본 연구의 목적 함수는 효율 손실(1- η_p), 유효 흡입 양정(NPSH_R) 그리고 생산 단가(G_p)의 선형적 조합으로 구성된다. 그러므로 설계 최적화는 다음과 같은 형태의 제한 조건을 갖는 비선형 최적화 문제로 표현될 수 있다.

$$\Psi = f_s \cdot (1 - \eta_p) + f_n \cdot (NPSH_R / H_o) + f_p \cdot (G_p / G_o) \quad (1)$$

where $0 \leq f_s, f_n, f_p \leq 1$

식 (1)의 f_s, f_n, f_p 은 효율 손실, 흡입 성능 그리고 생산 단가 각각에 대한 가중 계수를 의미한다. 위 식에서 H_o 와 G_o 은 NPSH_R과 G_p 를 효율 손실의 차수(order)와 감도폭 도입된 값들(scale factors)이다. 즉, H_o 는 펌프 양정을 도입하고, G_o 는 코디어 선도(Cordier line)⁽⁶⁾에서 설계하고자 하는 무차원 비속도 영역에 대한 임펠러 출구측 지름을 계산하고 이를 통해 구해진 임펠러의 대략적인 부피를 의미한다. 이것은 임펠러의 자오면 형상을 원호의 일부로 가정한 상태에서 계산된다.

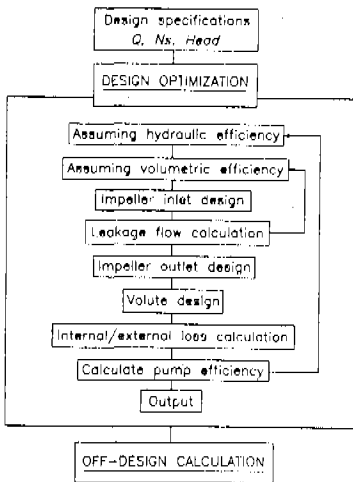


Fig. 2 Flow diagram for design optimization.

Table 1 Variables and design specifications.

Design specifications

$Q, H, N,$

Design variables

$D_{1h}/D_{1i}, D_{1i}/D_2, D_3/D_2, D_{in}/D_d, b_3/b_2, \beta_{2b}, \Phi, Z, V_{u2}/U_2$

Dependent variables

$D_i = D_{1i} + 0.03D_2$

$cl = 0.010 + 0.001(D_i - 6),$

where cl and D_i are in inches.

$L_{cl} = 0.05D_2$

$t_1 = 0.006D_2$

$t_2 = 0.018D_2$

$g_r = 0.016D_2$

$t_s = 0.016D_2$

그러므로 절충된 최적 설계(compromised optimal design)는 가중 계수(f_s, f_n, f_p)를 0~1 사이의 범위에서 정의함으로써 얻어질 수 있다. 이러한 형태의 최적화 문제는 Lim과 Chung⁽⁷⁾에 의해 이미 적용된 바 있다.

1 원심 펌프의 효율 계산 원심 펌프의 전체 효율은 다음과 같은 식에 의해 계산된다.

$$\eta_p = \frac{Q(H_{Euler} - \sum \Delta h_{in})}{Q^*(H_{Euler} + \sum \Delta h_{ext})} \quad (2)$$

원심 펌프에서 발생하는 손실을 계산하기 위해, 본 논문에서는 오형우 등⁽⁸⁾에 의해 제안된 원심 압축기를 위한 최적 손실 모델 조합을 적용했다. 그러나 여기에서 압축성 효과를 배제하고, 흡입측 손실⁽⁹⁾과 벌류트 손실⁽⁹⁾과 같은 펌프 손실을 포함시켰다. 이것에 대한 타당성 여부는 오형우와 정명균⁽¹⁰⁾ 그리고 오형우 등⁽¹¹⁾에서 이미 제시되었다.

2 원심 펌프의 NPSH_R 계산 본 연구는 유효 흡입 양정을 최소화 하기 위해 원심 펌프의 임펠러 입구 부분을 최적화한다. 유효 흡입 양정은 임펠러 입구에서 예선회를 고려하지 않는다면 다음과 같은 식에 의해 표현될 수 있다.⁽¹²⁾

$$NPSH_R = (1 + \sigma_b) \frac{V_{ml}^2}{2g} + \sigma_b \frac{U_{1i}^2}{2g} \quad (3)$$

여기에서 깃 캐비테이션 계수 σ_b 는 펌프의 흡입 성능을 정의하는데 필요한 계수로서 평균적인 산업용 임펠러의 경우 0.3~0.45 범위⁽⁹⁾이다. 본 논문에서는 범용적인 임펠러 형상으로 $\sigma_b = 0.4$ 를 택한다.

3 원심 펌프의 생산 단가 계산 Fig. 3은 현장 자료에 근거한 펌프의 평균적인 생산 단가와 임펠러의 전체적인 부피 사이의 관계를 보여준다. 여기에서 생산 단가는 임펠러의 부피(G_p)와 거의 선형적으로 비례한다는 것을 알 수 있다. 즉, 생산 단가를 최소화시키는 과정은 임펠러의 부피를 최소화시키는 것으로 볼 수 있다.

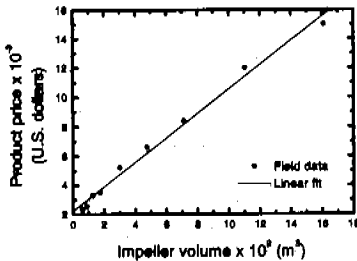


Fig. 3 Relationship between product price and impeller volume.

Table 2 Design constraints.

Geometric variables		
(1) $0.3 \leq D_{1h}/D_{1r} \leq 0.7$ ⁽²⁾	(10) $60^\circ \leq \beta_{2b} \leq 73^\circ$ ⁽¹⁴⁾	
(2) $0.4 \leq D_{1r}/D_2 \leq 0.8$ ⁽¹⁾	(11) $5 \leq Z \leq 12$ ⁽²⁾	
(3) $0.04 \leq b_2/D_2 \leq 0.2$ ⁽²⁾		
(4) $1.2 \leq D_3/D_2 \leq 1.3$	Fluid dynamic variables	
(5) $0.7 \leq D_{ar}/D_d \leq 0.85$	(12) $0.2 \leq V_{n2}/U_2 \leq 0.6$	
(6) $1.2 \leq b_3/b_2 \leq 2.0$	(13) $W_{1r}/W_2 \leq 1.4$ ⁽¹³⁾	
(7) $25^\circ \leq \Phi \leq 45^\circ$	(14) $\Delta h_{int} \geq 0$	
(8) $65^\circ \leq \beta_{1m} \leq 80^\circ$	(15) $\Delta h_{ext} \geq 0$	
(9) $\beta_{1h} \leq \beta_{1m} \leq \beta_{1r}$	(16) $H_{Euler} - \sum \Delta h_{int} \geq 0$	

2.4 설계 제한 조건(Design Constraints)

펌프 설계시 필요한 기하학적, 유체 역학적 제한 조건들은 Table 2에 정리되어있다. 대부분의 설계 제한 조건들은 산업계 현장 자료와 기타 문헌들에 근거한다. 본 논문에서의 깃 각도는 자오면 윤 기준으로 한 각도를 의미한다. 일 인자[work factor: constraint (12)]는 원심 펌프 임펠러의 출구

속 속도 3 각형을 결정짓는 것으로, 오일러 양정(Euler head)과 관련된다. 그리고 본 논문에서는 임펠러 입구속 유동에 대한 예선회를 고려하지 않기 때문에, 일 인자는 양정 계수[gH/U_2^2 ; Fig. 7(c)]와 같은 의미를 갖는다. 제한 조건 (13)은 원심 임펠러 내부의 유동 박리를 억제하기 위한 상대 속도 비율의 한계를 제시한다.⁽¹³⁾

2.5 최적화 프로그램(Optimization Program)

본 연구에서는 원심 펌프의 설계 최적화를 위한 계산 코드를 작성하기 위해, 단순하지만 매우 효과적이고 안정적인 Hooke와 Jeeves⁽⁶⁾의 직접 조사법(direct search method)을 도입했다. 이러한 계통적인 조사법(systematic search)은 제한된 영역에서 설계 변수들의 해를 구하기 위해 먼저 초기화 과정을 거친다. 즉, 설계 최적화 과정은 먼저 설계 변수들의 초기값을 요구하는데, 이것은 초기 베이스 포인트(initial base point)로 지정되어 목적 함수를 계산한다. 그리고 각각의 초기값들에 대해 일정한 증가분을 고려한 새로운 설계 변수들에 의한 탐색 조사(exploratory search)가 시작된다. 여기에서 구한 목적 함수값이 초기에 지정된 값보다 작아지면, 각각의 설계 변수들은 새로운 베이스 포인트로 지정되고, 이것과 초기 지정된 포인트 사이의 증가분을 고려한 새로운 설계 변수들이 계산된다(pattern move). 이러한 변수들은 다시 베이스 포인트로 되는 반복 과정이 이루어진다. 그 결과, 제한 조건을 만족하는 목적 함수에 대한 향상된 값들이 허용된 수렴 범위 내에서 결정된다.

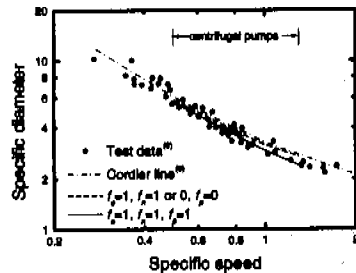


Fig. 4 Specific speed and specific diameter diagram.

3. 결과 및 검토

동일한 비속도와 유사한 형상을 갖는 유체 기계는 유동 구조에 있어서 상사성을 보이는데, 각각의 최대 효율은 대체로 일치한다. 즉, 그러한 유체

기계들이 주어진 비속도에 대해서 효율을 높이기 위해 설계된 경우, 무차원화된 설계 변수들은 비속도의 함수로서 표현될 수 있다. 본 연구에서 개발된 최적 설계 코드는 비속도에 대한 함수로서 최적화된 설계 변수들을 구할 수 있도록 구성되어 있다. 목적 함수는 효율 손실, 유효 흡입 양정 그리고 생산 단가 각각에 대한 가중치가 부여된 선형적인 합으로 표현된다. 펌프 설계시, 효율과 유효 흡입 양정은 동일한 비중을 갖기 때문에, 가중 계수 f_n, f_p 를 1로 놓은 상태에서 생산 단가에 대한 영향을 고려하기로 한다. 참고로, 본 논문에서는 $f_n=1, f_p=0$ 에 대한 최적화 결과를 위의 경우와 비교한다.

Fig. 4는 0.5~1.3의 비속도 범위에서 계산된 원심 펌프의 최적 비속도-비질량 선도를 효율적인 유체 기계들에 대한 수많은 현장 자료⁽⁶⁾ 그리고 코디어 선도(Cordier line)⁽⁶⁾와 비교한 결과를 보여 준다. 여기에서 보면, 예측된 설계 선도는 코디어 선도(Cordier line)와 상당히 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 주목할 만한 결과는, 본 연구에서 수행된 설계 최적화 코드가 신뢰할 만한 설계 선도를 예측할 수 있다는 것을 의미한다.

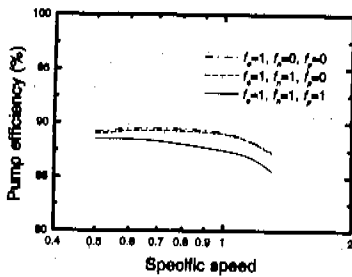


Fig. 5 Pump efficiency versus specific speed.

Fig. 5는 비속도에 대한 예측된 최적의 펌프 효율 선도를 나타낸다. 이 그림에서, 효율 손실, 유효 흡입 양정 그리고 생산 단가에 대한 동일한 가중치($f_n=f_p=f_r=1$)를 준 상태에서 이루어진 최적화 결과는 기타 다른 조합의 경우에 대한 설계 곡선과 다른 경향을 보이고 있다. 즉, 최고 효율점이 낮은 비속도 영역에서 나타난다.

깃 캐비테이션 계수 σ_0 에 따른 최적의 유효 흡입 양정의 분포는 Fig. 6에 나타난다. 계수 σ_0 은 전연 형상(leading edge shape)에 따라 보통 0.3~0.45의 범위에 속한다; 끝이 날카로우수록 0.3보다 작

은 값을 갖는다. 계산 결과를 보면, 0.5~1.3의 비속도 영역에서 가중 계수 f_n 과 캐비테이션 계수 σ_0 가 유효 흡입 양정에 큰 영향을 준다는 것을 알 수 있다. 본 연구에서 계산한 $NPSH_R$ 에 대한 분포는 토마수(Thoma number, $NPSH_R/H$)와 비속도 사이의 특성 곡선^(1-3,14)과 유사한 경향을 보였다. 즉, 비속도가 커짐에 따라 토마수(Thoma number)도 커지는 특성이 확인되었다.

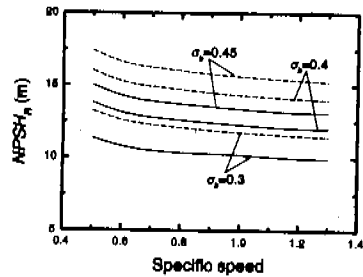


Fig. 6 $NPSH_R$ versus specific speed.

- $f_n=1, f_p=0, f_r=1$
- $f_n=1, f_p=1, f_r=1$

펌프의 형상을 결정짓는데 필요한 기타 설계 변수들의 최적화 결과들은 Fig. 7과 Fig. 8에 실려 있다. Fig. 7에서는 펌프 지침서(pump handbook)⁽¹⁴⁾에서 제안하는 설계 범위와 본 논문에서 계산된 설계 변수들의 분포가 비교된다. Fig. 7(a)는 예측된 임펠러 출구측 깃 각도의 분포를 보여주는 것으로, $f_n=f_p=f_r=1$ 인 경우에 대한 결과는 제안된 설계 범위의 하한선인 60° 부근에 위치하고, 기타 다른 조합($f_n=1, f_p=1$ or $0, f_r=0$)의 경우, 73° 의 상한선에 있는 것으로 나타났다. 그리고, 가중 계수 $f_n=f_p=f_r=1$ 에 대한 설계 결과는 제안된 분포와 비교할 때, 임펠러 팁의 접선 방향 속도에 대한 벌류트 목부분 유속의 비율은 크게 나타났고[Fig. 7(b)], 임펠러 출구측 면적에 대한 벌류트 면적 비율은 작게 예측하고 있다[Fig. 7(c)]. 이것은 다음의 Fig. 8에서 나타나는 결과로 설명될 수 있다.

Fig. 8(a)는 최적의 임펠러 입구측 허브-팁 비율과 임펠러 입구-출구측 지름의 비율에 대한 계산 결과를 보여준다. 3가지 가중 계수들은 최적화 결과에 다음과 같은 영향을 미친다. 즉, 생산 단가를 고려한 최적 설계는 임펠러 출구측 지름을 최소화하는 관점에서 이루어진다. 그 결과 임펠러 입구-출구측 지름의 비율이 다른 조합의 결과들에 비해 크게 나타난다. 앞에서 언급한 바와 같이 생산 단

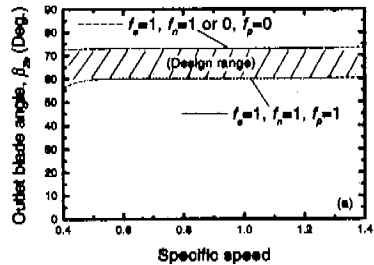
인 경우보다 크게 나타난다. 유효 흡입 양정을 최소화하는 최적 설계는 캐비테이션을 억제하기 위해 임펠러 입구에서의 절대 유속을 감소시킬 필요가 있다. 이것으로 임펠러 허브-팁 지름의 비율이 작아지는 결과를 보이게 된다. Fig. 8(b)에서 가장 계수의 분포가 임펠러 출구측 및 폭과 임펠러 입구측 날개 각도에 미치는 영향을 알 수 있다. 생산 단가를 고려하는 경우, 임펠러 출구폭이 다른 조합에 비해 작게 나타난다. 이것은 동일한 조건 하에서 임펠러의 부피를 최소화하는 과정에서 발생한 결과이다. 그리고 양정 계수(head coefficient, gH/U_2^2)와 유량 계수(flow coefficient, V_{m2}/U_2)를 비속도에 대한 함수로서 Fig. 8(c)에 도시하였다. $f_p=1$ 인 경우, D_2 와 b_2 의 상대적인 감소로 인해 양정 계수(head coefficient)와 유량 계수(flow coefficient)가 기타 다른 조합의 결과보다 높게 나타난다는 것을 알 수 있다. 지금까지의 결과를 살펴보면, $NPSH_R$ 을 고려한 최적화가 임펠러의 출구측 유동 조건에 영향을 주지않는다는 것은 주목할 만하다.

Fig. 7 과 Fig. 8 에서 보여진 최적 설계 결과 이외에 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 임펠러 입구측 유동 계적의 경사각(Φ)은 대부분 45° 부근에 분포한다. 그러나 $f_s=0$ 의 경우, $N_s=1.3$ 에서 25° 로 나타났다. 그밖에 다른 설계 변수 D_2/D_1 , b_2/b_1 의 경우, 각각 1.2로 거의 일정한 분포를 보였다. 펌프의 송출관 지름 비율(D_m/D_1)은 펌프 설치 장소에 따라 달라질 수 있으나, 본 연구에서 제안한 설계 제한 조건에서 계산된 결과는 0.85로 나타났다. 그리고 원심 펌프 임펠러의 최적 날개수는 $0.5 \leq N_s \leq 1.3$ 의 범위에서 5개로 나타났다.

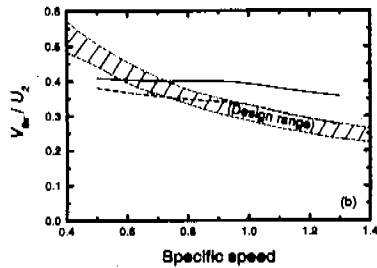
4. 결론

본 연구에서는 펌프 효율, 캐비테이션을 억제하기 위한 유효 흡입 양정 그리고 생산 단가를 고려한 원심 펌프의 최적 형상을 결정하는 설계 최적화 프로그램을 개발했다.

최적화된 원심 펌프의 비속도와 비지름 사이의 예측된 관계는 작동 범위에서 최대 효율을 갖는 유체 기계에 대한 수많은 현장 자료를 통해 얻어

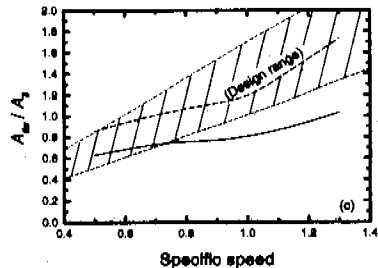


(a) Outlet blade angle versus specific speed



(b) V_{m2} / U_2 versus specific speed

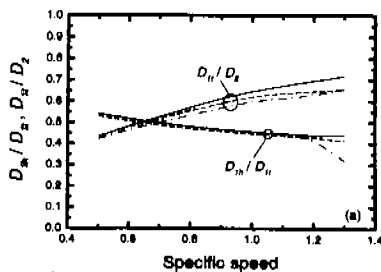
— $f_s=1, f_n=1, f_p=1$
 - - - $f_s=1, f_n=1 \text{ or } 0, f_p=0$



(c) A_{m2} / A_{11} versus specific speed

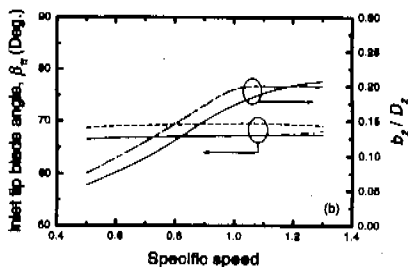
— $f_s=1, f_n=1, f_p=1$
 - - - $f_s=1, f_n=1 \text{ or } 0, f_p=0$

Fig. 7 Comparison of calculated optimum design variables and pump handbook recommendation⁽¹⁴⁾.



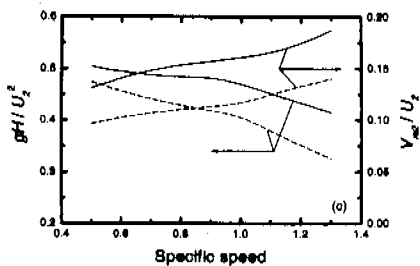
(a) $D_{1h}/D_2, D_{1l}/D_2$ versus specific speed

- $f_s=1, f_n=1, f_p=1$
- - - $f_s=1, f_n=1, f_p=0$
- · - $f_s=1, f_n=0, f_p=0$



(b) $\beta_{11}, b_2/D_2$ versus specific speed

- $f_s=1, f_n=1, f_p=1$
- - - $f_s=1, f_n=1, f_p=0$
- · - $f_s=1, f_n=0, f_p=0$



(c) $gH/U_2^2, V_{m2}/U_2$ versus specific speed

- $f_s=1, f_n=1, f_p=1$
- - - $f_s=1, f_n=1$ or $0, f_p=0$

진 선도(Cordier line)와 상당히 유사한 경향을 보였다. 본 논문에서 선택된 설계 변수들과 제한 조건들은 Table 1 과 Table 2 에 정리되어 있다. 그리고 이러한 설계 변수들을 무차원 비속도의 함수로서 도식화하였다.

대부분의 설계 단계에서 이루어지는 반복적인 시행 착오 과정은 가중 계수(f_s, f_n, f_p)를 0~1 사이의 범위에서 백함으로써 피할 수 있었다. 그리고 설계자로 하여금 펌프 설계시 요구되는 조건을 만족시키는 설계 변수들의 최적치를 쉽게 찾을 수 있도록 하였다. 본 논문에서 제시된 무차원 비속도에 대한 최적화된 기하학적, 유체 역학적 설계 선도들은 원심 펌프의 예비 설계 단계에 있어서 실용적인 설계 지침으로 사용될 수 있다.

참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley.
- (2) Neumann, B., 1991, *The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*, Mechanical Engineering Publications Ltd.
- (3) Japikse, D., and Bennett, E., 1993, *Centrifugal Pump Design and Performance: Part A, Concepts* ETL.
- (4) 오형우, 윤의수, 정명균, 1997, "원심 압축기의 성능 예측 및 손실 해석," 대한기계학회 논문집(B), 제 21 권, 제 6 호, pp. 804-812.
- (5) Siddall, J. N., 1982, *Optimal Engineering Design: Principles and Applications*, Marcel Dekker.
- (6) Balje, O. E., 1981, *Turbomachines: A Guide to Design, Selection, and Theory*, John Wiley.
- (7) Lim, J. S. and Chung, M. K., 1988, "Design Point Optimization of an Axial-Flow Compressor Stage," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 10, pp. 48-58.
- (8) Rathod, M. S. and Donovan Jr, F. M., 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.
- (9) 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.

Fig. 8 Optimum design variables of centrifugal pumps.

- (10) 오형우, 정명균, 1997, "단 (양) 흡입형 원심 펌프의 성능 예측," 한국자동차공학회논문집, 제 5 권, 제 6 호, pp. 103~110.
- (11) 오형우, 윤의수, 하진수, 정명균, 1998, "혼류 펌프의 성능 해석," 대한기계학회논문집(B), 제 22 권, 제 1 호, pp. 70~78.
- (12) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Pergamon Press.
- (13) 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.
- (14) Karassik, I. J., Krutzsch, W. C., Fraser, W. H., and Messina, J. P., 1976, *Pump Handbook*, McGraw-Hill.