두영역 모델과 직렬두요소 모델의 변수에 의한 원심 압축기 탈설계 성능의 민감도 분석

윤 성 호*· 백 제 현**
(1999년 10월 5일 접수)

Sensitivity Analysis on Off-Design Performance of Centrifugal Compressor Due to the Parameters of Two-zone Model and TEIS Model

Sungho Yoon and Je Hyun Baek

Key Words: Centrifugal Compressor(원심 압축기), Off-Design Performance Analysis(탈설계 해석), Two-zone Model(두영역 모델), TEIS Model(직렬두요소 모델), Loss Model(손실 모델), Sensitivity(민감도), Parameter Study(변수 연구)

Abstract

In this study, an off-design performance analysis procedure is developed based on Two-zone model and TEIS model. In Two-zone model, there are both primary zone and secondary zone for an isentropic core flow and an average of all non-isentropic streamtubes respectively. The level of the core flow diffusion in an impeller is calculated by using TEIS model which regards the impeller as two successive rotating elements in series. At impeller exit, the mixing process occurs with an increase in entropy, that is to say, a decrease in total pressure. In loss models including Two-zone and TEIS model, some empirical parameters have a great influence on overall performance curve. So these parameters' influences on the overall performance curve are investigated and compared with experimental data.

기호설명

A : 면적
AR : 면적비
b : 자오면의 유로깊이
C : 절대 속도
C_p : 압력 회복 계수
c_f : 디퓨저 벽면에서의 마찰계수
DR : 확산 속도비 (W_{1t}/W_{2p})
h : 엔탈피
k : 비열비 (c_p/c_v)
M : 마하수
$\dot{m}$: 질량 유량 (kg/s)
N : 회전 수 (rpm)
P : 동력
p : 정압
r : 반지름
t : 시간
T : 정 온도
U : 날개 속도
W : 상대 속도
Z : 깃(blade)의 수
α : 절대 속도의 각도 (자오 방향으로부터)
β : 상대 속도의 각도 (자오 방향으로부터)
δ : 편차 각 (deviation angle)
ϵ : 부영역의 면적 비 (A_s/A)
η : 직렬두요소 모델의 요소 효율 (effectiveness)

* 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 포항공과대학교 기계공학과
E-mail : jhbaek@vision.postech.ac.kr
TEL : (0562)279-2168 FAX : (0562)279-3199

ρ : 밀도
σ : 미끄럼 계수 ($1-C_{slip}/U_2$)
τ_w : 깃없는 디퓨저에서의 전단 응력
χ : 부영역 부분의 질량 비 ($\dot{m}_s/\dot{m}$)

하첨자

o : 정체성 상태
1 : 회전차 입구
2 : 회전차 출구
3 : 디퓨저 출구
a : 직렬두요소 모델의 첫 번째 요소
b : 직렬두요소 모델의 두 번째 요소, 깃(blade)
des : 설계점
i : 이상 상태
m : 자오선 방향, 두영역 모델의 혼합 상태
p : 두영역 모델의 주영역 부분
$recirc$: 재 순환
s : 두영역 모델의 부영역 부분
t : 팁(tip)
th : 목(throat)
θ : 접선 방향

1. 서 론

원심 압축기의 탈설계 해석을 위해서 유동현상을 1차원 평균유속법(mean-line analysis)과 손실모델들을 통하여 모사해 주는 방법이 많이 쓰이고 있다. 이 때 정확한 해석을 위해서는 손실 구조에 대한 바른 이해와 이에 따른 현상을 보다 잘 반영한 손실 모델들을 사용해 주어야 한다. 손실 요소들은 크게 내부손실과 외부 손실로 나누어질 수 있으며 이 외에도 미끄럼 계수라든지 블록 효과(blockage effect) 등을 고려해 주어야 한다. Galvas[1]은 이와 같은 방법론을 사용하여 내부 손실은 표면마찰 손실(skin friction loss), 날개부하 손실(blade loading loss), 입사각 손실(incidence loss), 팁 간격 손실(tip clearance loss), 혼합 손실(mixing loss), 깃없는 디퓨저 마찰 손실(vaneless diffuser friciton loss)로, 외부손실은 원판마찰 손실(disk frict ion loss), 재 순환 손실(recirculation loss) 등으로 나누었고 각각의 손실 효과에 대하여 적당한 모델을 사용하여 원심 압축기의 탈설계 해석을 수행하였다. 최근에는 각각의 손실모델에 대한 정량화를 통하여 보다 정확한 손실모델들을 구하는 방향으로 연구가 진행되고 있으며 오[2] 등에 의해 최적의 손실 모델 조합에 대한 연구가 수행되었다. 그러나 기존의 단순한 평균유속법과 손실모델 그리고 블록효과를 통한 해석은 Eckardt[3,4]등의 연구 결과에 비추어 보면 지나치게 단순화 되었다고 보인다. Eckardt등의 연구결과를 보면 원심 압축기 내부의 유동은 손실이 거의 없고 등엔트로피 유동(isentropic flow)인 제트 유동(jet flow)과 손실이 큰 웨이크 유동(wake flow)으로 나누어 진다. 또한 이러한 두 영역이 혼합됨에따라 새로운 손실이 생기게 된다. 기존의 연구는 웨이크 영역을 단순하게 블록 효과 처리를 해줌으로써 물리적 현상을 정확히 고려해 주지 못하였다. 본 연구에서는 이 제트영역과 웨이크 영역을 둘 다 고려해준 두영역 모델(Two-zone model)을 사용하여 원심 압축기의 탈설계 해석을 수행했으며 압축기 내의 속도 확산을 추정하기 위하여 회전차를 직렬로 연결된 회전하는 디퓨저의 연속으로 보는 직렬 두요소(Two-Element-in -Series) 모델을 사용하였다. 이와 같은 두영역 모델과 직렬 두요소 모델을 사용하면 기존의 내부손실을 직접 구할 필요가 없게 되며 블록 효과를 고려해 주지 않아도 된다. 한편 깃 없는 디퓨저 내부의 유동을 계산하기 위하여는 벽면에서의 마찰 손실을 고려한 1차원 압축성 미분 방정식을 구하여 사용하였다. 최종적으로 Eckardt 압축기들에 대하여 실험 데이터와의 결과 비교를 수행하였으며 몇 가지 중요한 손실계수에 대한 전체 성능곡선의 민감도를 살펴 보았고 이를 바탕으로 앞으로의 연구방향에 대하여 논의하였다.

2. 회전차 해석

2.1 두영역모델

Eckardt[3,4]에 의하여 연구되어진 바에 의하면 원심 압축기 회전차 내부의 유동은 크게 제트영역과 웨이크 영역의 두영역으로 나뉘어질 수 있다. Japikse[5]에 의하여 고안된 두영역 모델은 이러한 유동현상을 고려하여 Fig. 1과 같이 회전차 출구의 유동을 단순화하여 등엔트로피 영역이

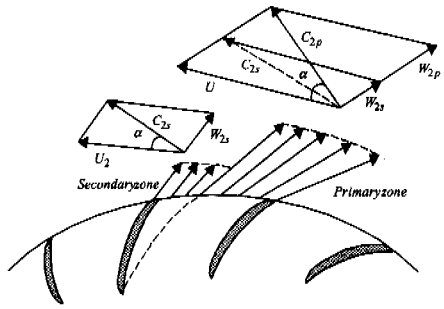


Fig. 1 Schematics of two-zone model

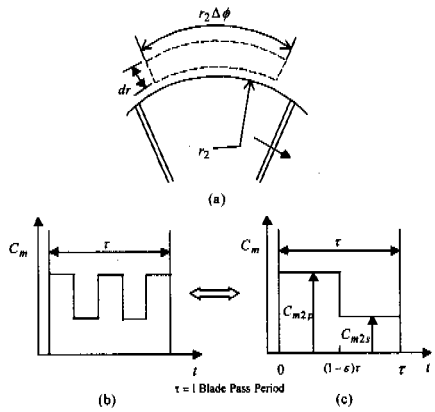


Fig. 2 Control volume in mixing zone

며 제트유동을 가지는 주영역(primary zone)과 손실이 크고 웨이크 유동이 생기는 부영역 부분(seconda ry zone) 그리고 이 두 영역이 혼합되어지는 혼합영역으로 나누어 주었다. 이 때 사용된 가정은 다음과 같다.

(1) 회전차의 출구에서의 유동은 등엔트로피 영역인 주영역 부분과 웨이크 영역인 부영역 부분으로 나누어 진다.
(2) 주영역 부분과 부영역 부분의 정압은 같다. 즉 $p_{2p} = p_{2s}$
(3) 전체 질량에 대한 부영역 부분의 질량비 χ는 0.15 정도이다.
(4) 부영역 부분에서의 편차각 δ_{2s}는 0이다.
(5) 혼합영역에서의 열역학적 성질은 주영역 부분과 부영역 부분의 질량 평균(mass- averaged) 개념을 사용해서 구한다.

혼합 영역에서의 계산을 위하여서는 Fig. 2와 같은 제어체적에 대하여 식 (1)과 같은 운동량, 질량, 에너지 보존식을 사용하였다. 여기서 $\boldsymbol{C}(t) = C_m \boldsymbol{i}_m + C_\theta \boldsymbol{i}_\theta$이며 $d\boldsymbol{A} = dxrd\theta \boldsymbol{i}_m$이고 $\boldsymbol{i}_m$과 $\boldsymbol{i}_\theta$는 자오면 방향과 접선 방향의 단위 벡터이다. 따라서 $\boldsymbol{C}(t) \cdot d\boldsymbol{A} = \pm C_m(t)\, dxrd\theta$가 된다. 제어체적은 반경 방향으로는 미소거리 dr이고 제어체적의 깊이는 b_2이며 깊이 방향(x)으로의 구배는 고려되지 않았다. 제어체적의 폭은 $r_2\Delta\phi$ 이며 $\Delta\phi$는 매우 작지만 유한한 각도를 가지며 ϕ 방향으로의 변화는 없다. 그러나 제어체적으로 유입하는 속도 성분은 시간에 의존하기 때문에 날개가 제어체적을 한번 지나가는 시간 τ 내에서 적분이 수행된다. 예를 들어 시간 간격이 0에서 $(1-\varepsilon)\tau$ 까지는 C_m은 C_{m2p}이고, $(1-\varepsilon)\tau$에서 τ까지는 C_{m2s}가 된다. 이렇게 해서 얻어진 각 영역에 대한 방정식들은 Appendix 1에 기술하였다.

$$\int_0^\tau [\int\int_{c.v} \rho(t)\, \boldsymbol{C}(t)(\, \boldsymbol{C}(t) \cdot d\boldsymbol{A})]\, dt = \int_0^\tau \sum \boldsymbol{F}(t)\, dt$$

(운동량 보존식) (1a)

$$\int_0^\tau [\int\int_{c.v} \rho(t)(\, \boldsymbol{C}(t) \cdot d\boldsymbol{A})]\, dt = m$$

(질량 보존식) (1b)

$$\int_0^\tau [\int\int_{c.v} \Delta h(\rho(t)\, \boldsymbol{C}(t) \cdot d\boldsymbol{A})]\, dt = P$$

(에너지 보존식) (1c)

2.2 직렬두요소 모델

회전차 내부의 확산 속도비를 구하기 위하여 회전차를 Fig. 3(a)와 같이 두 개의 회전하는 디퓨저의 연속으로 나누어 본다. 첫 번째 부분은 회전차 입구에서 목(throat)까지의 가변 기하 디퓨저에 해당하는 부분으로 유동의 각도, 혹은 입사각에 따라 Fig. 3(b)와 같이 가속되기도 하고 확산되기도 한다. 두번째 부분은 Fig. 3(c)와 같이 회전차 목에서 출구까지의 영역으로 일정한 형상을 가지는 회전차 유로(passage)에 해당한다. 이렇게 회전차를 두 개의 디퓨저로 가정하면 식 (2)

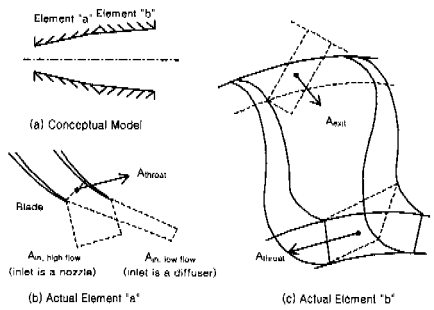


Fig. 3 Two-element-in-series conceptual model

와 같은 식을 얻을 수 있고, 이때 각 요소별 효율인 η_a , η_b만 적절하게 지정하여 주면 회전차 입구와 출구 제트영역에서의 확산비 DR_2를 알 수 있다. η_a , η_b에 대해 Japikse[6]에 의하여 추천된 값들이 Table 1에 주어져 있으며 이 값들의 변화에 따른 성능예측 곡선의 변화에 대해 뒤의 결과에서 살펴보았다.

$$C_p = \frac{\Delta p}{dynamic\ head} \tag{2a}$$

$$\eta : \text{effectiveness} \tag{2b}$$

Inlet portion :

$$\eta_a = \frac{C_{pa}}{C_{pa,i}} \qquad C_{pa,i} = 1 - 1/AR_a^2 = 1 - [\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_{1b}}]^2 \tag{2c}$$

Passage portion :

$$\eta_b = \frac{C_{pb}}{C_{pb,i}} \qquad C_{pb,i} = 1 - 1/AR_b^2 = 1 - [\frac{A_{th}}{A_e}]^2 \tag{2d}$$

Overall :

$$DR_2 = \frac{W_{1t}}{W_{2p}} \qquad DR_2^2 = \frac{1}{1-\eta_a C_{pa,i}} \times \frac{1}{1-\eta_b C_{pb,i}} \tag{2e}$$

Table 1 Recommended values of parameters for TEIS model and secondary mass flow rate (Japikse, 1996)

Case	η_a	η_b	χ
Large, well-designed rotors	0.9-1.1	0.4 to 0.6	0.1-0.2
(>10" to 12"D or smaller if well-designed)			
Medium size, well-designed	0.8-0.9	0.3 to 0.5	0.15-0.25
(4" to 10"D)			
Medium size, ordinary design	0.6-0.8	0.0 to 0.4	0.20-0.30
(4" to 10" D)			
small or poorly designed	0.4-0.6	-0.3 to 0.3	0.25-0.35
(<4"D)			

2.3 외부 손실 및 실험 상관식

위의 두영역 모델과 직렬두요소 모델에 의한 회전차 내부의 내부 손실 외에도 회전차 전체에 대한 성능을 구하기 위하여 미끄럼 계수 및 외부 손실 모델 등의 실험 식들을

사용해야 하며 이를 정리하면 다음과 같다. 미끄럼 계수는 식 (3)과 같은 Wiesner[7]의 식을 사용한다.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos\beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \tag{3}$$

원판마찰 손실(disk friction loss)과 슈라우드 덮개 마찰 손실(shroud cover friction loss)은 Daily and Nece[8]의 식을 사용한다.

$$W_{rear\ disk} = C_m \rho_{2m} (U_2/r_2)^3 r_2^5 /(4\dot{m}) \qquad C_m = 0.0402/Re^{(1/5)} \qquad Re = U_2 r_2 \rho_{2m} / \mu_{2m} \tag{4}$$

재 순환 손실은 Japikse[6]에 의해 제안된 Fig. 4와 같은 무차원 질량유량에 대한 실험적 손실곡선 모델을 사용하며 이 때 a, b, c에 대한 상수의 값들에 대한 추천 값들은 Table 2와 같고 이 값들의 변화에 따른 성능해석 곡선의 변화에 대해 뒤의 결과에서 살펴보았다.

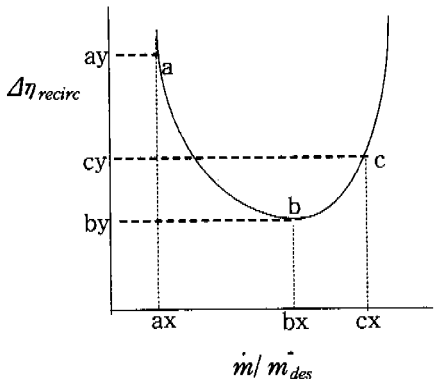


Fig. 4 Loss bucket for recirculation

Table 2 Loss coefficient for recirculation loss

	$\dot{m}/\dot{m}_{des}$	$\Delta\eta_{recirc}$
a	0.7 to 0.8	0.08 to 0.14
b	1.0	0 to 0.05
c	1.2	0.04 to 0.08

3. 깃 없는 디퓨저

깃 없는 디퓨저의 유동 및 손실을 계산하기 위해 Stanitz[9]의 방법을 기준으로 단열조건, 원심압축기라는 조건을 사용하여 반지름의 증가에 따른 압축성 미분방정식을 얻었다. 깃 없는 디퓨저 내부의 미소 체적에 대하여 질량 보존식, 반경 및 접선 방향의 운동량 방정식, 상태 방정식을 정리하면 식 (5)를 얻을 수 있고 이것을 4-stage Runge- Kutta method를 사용하여 풀어준다.

$$\frac{1}{M^2}\frac{dM^2}{dR} = \frac{-2(1+\frac{k-1}{2}M^2)}{M^2-\sec^2\alpha}\left[(kM^2-\tan^2\alpha)\frac{\xi}{B\cos\alpha} - \frac{1}{B}\frac{dB}{dR} - \frac{\sec^2\alpha}{R}\right] \quad (5a)$$

$$\frac{1}{\tan\alpha}\frac{d\tan\alpha}{dR} = \frac{\sec^2\alpha}{M^2-\sec^2\alpha}\left(\left[1+(k-1)M^2\right]\frac{\xi}{B\cos\alpha} - \frac{1}{B}\frac{dB}{dR} - \frac{M^2}{R}\right) \quad (5b)$$

$$\frac{P}{P_2} = \frac{1}{BR}\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha}\frac{M_2}{M}\sqrt{\frac{(1+\frac{k-1}{2}M_2^2)}{(1+\frac{k-1}{2}M^2)}} \quad (5c)$$

$$\frac{dT_0}{dr} = 0 \quad (5d)$$

, where $\xi = c_f(\frac{r_2}{b_2})$

$$P = \frac{p}{p_{02}}$$

$$R = \frac{r}{r_2} \quad (5e)$$

$$B = \frac{b}{b_2}$$

이때 c_f 값은 식 (6a)와 같이 마찰에 의한 전단 응력을 나타내는 표면마찰 상수(skin friction coefficient)로써 Japikse[6]에 의해 추천된 실험식 식 (6b)를 사용하였고 이 때 사용되는 k 값으로는 0.008을 사용하였다. k 값의 변화에 따른 성능해석 곡선의 변화에 대해 뒤의 결과에서 살펴보았다.

$$\tau_w = c_f\frac{\rho C^2}{2} \quad (6a)$$

$$c_f = k(\frac{180,000}{Re})^{0.2} \quad (6b)$$

4. 결 과

이상에서 기술한 모델들을 통하여 원심 압축기의 탈설계 성능해석을 할 수 있는 프로그램을 개발하였고 이때의 전체 흐름도는 Fig. 5와 같다. 또한 모든 성능 해석은 자체개발된 GUI(Graphic User Interface) 환경하에서 운영되게 하였다. 성능 해석 프로그램을 검증하기 위하여 Table 3의 형상을 가지는 Eckardt O, A 압축기에 대하여 실험 결과와 비교하였으며 이 때 몇 가지 주요 변수들의 변화에 따른 Eckardt O 압축기의 성능 곡선의 변화를 살펴보았다. Table 4는 Eckardt O 압축기의 회전수를 $N=14000$로 고정시켰을 때 주요 변수의 기준 값들과 변화 값들을 나타낸 것이다. 각 변수에 대하여 case 1, case 2의 변화 값을 주었고 이때 다른 변수 값들은 기본 값으로 고정시켰다. Figs. 6 ~7은 주요 변수들을 기본 값으로 설정하였을 때 성능 곡선과 실험 값들을 비교한 것이다. 전체적으로 잘 일치하는 것을 볼 수 있으나 Eckardt O의 경우는 $N = 18000$에서 예측 값이 실험 값보다 더 높게 나오는 것을 볼 수 있다. 이것은 회전수의 증가에 따른 부

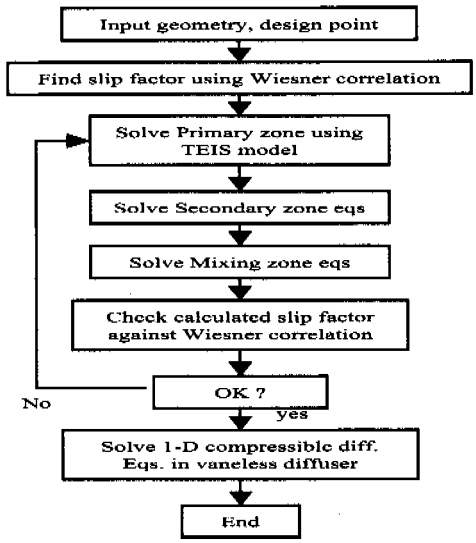


Fig. 5 Flow chart for off-design performance analysis of centrifugal compressor

영역 질량비와 재 순환 손실의 변화에 기인한 것으로 판단된다. 한편 후향 경사각이 있는 Eckardt A 압축기에 대하여서는 예측 값이 실험 값 보다 작은 것을 알 수 있는데 이는 부영역에서의 질량비, 재 순환 손실의 변화 외에도 Wiesner 실험식을 이용한 미끄럼 계수가 실제 값과 많이 차이가 나는 것에 기인하는 것으로 판단된다. 실제로 Eckardt,[4] Oh[10]에 의하면 후향 경사각이 없는 회전차의 경우에는 Wiesner 실험식이 실제 실험 값과 잘 일치하지만 후향 경사각을 가지고 있는 Eckardt A와 같은 경우에는 훨씬 낮은 값을 예측하게 된다고 하였다. 향후 후향 경사각을 가지고 있는 회전차의 미끄럼 계수를 잘 예측할 수 있는 미끄럼 계수의 실험식 개발이 요구된다.

Fig. 8은 직렬 두 요소 모델의 η_a, η_b의 값의 변화에 따른 성능 곡선의 민감도를 나타낸 것이다. Case 1 처럼 η_a를 감소시킨 경우 어떤 점을 중심으로 저유량에서는 압력비와 효율이 감소하고 고유량에서는 압력비와 효율이 증가하는 것을 볼 수 있다. 즉 η_a는 성능 곡선의 기울기를 변화시키고 있다. 또한 η_a가 감소함에 따라 스톨(stall)과 초크(choke) 사이의 안전 운전 영역(stable operation range)이 넓어졌는데 이는 η_a의 감소에 따라 속도의 확산비가 감소함으로 스톨이 보다

Table 3 Specification of Eckardt centrifugal compressors

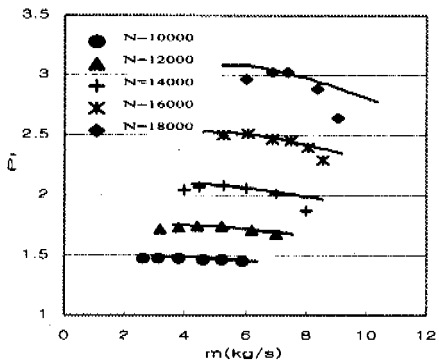
Type	β_{1t} (deg)	β_2 (deg)	r_{1t} (㎜)	r_2 (㎜)	r_3 (㎜)	b_2 (㎜)	Z
O	-63	0	140	200	400	26	20
A	-63	-30	140	200	400	26	20

Table 4 Variations of important empirical parameters

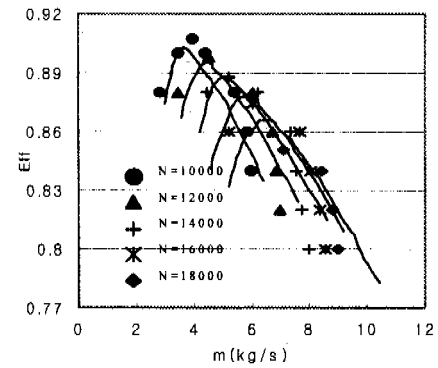
		Reference	Case 1	Case 2
(η_a η_b)		(1.0, 0.5)	(0.8, 0.5)	(1.0, 0.25)
χ		0.15	0.1	0.2
k		0.008	0.005	0.012
recircul ation loss	ax	0.75	0.75	X
	bx	1.0	1.0	
	cx	1.2	1.2	
	ay	0.06	0.11	
	by	0.004	0.025	
	cy	0.004	0.06	

낮은 유량에서 생기게 된 것이다. Case 2처럼 η_b가 감소함에 따라 압력비와 효율이 조금 감소하는 것을 볼 수 있다. 즉 η_b의 증감에 따라 압력비 및 효율의 성능 곡선이 일정량 상하 이동하게 된다. η_b는 안전운전 영역에 큰 영향을 미치지 못하는데 이는 TEIS model에서 두 번째 요소(element b)는 첫 번째 요소에 비해 전체 확산비에 큰 영향을 못 미치는 것에 기인한다. 원래 η_a, η_b를 결정하기 위하여서는 입·출구에서의 속도 비를 측정하여 이것에 가장 잘 일치하는 값으로 결정해 주어야 하지만 이러한 실험 데이타가 없는 경우에는 Table 1에서 제시한 값의 평균값을 사용할 수밖에 없다. 그러나 Fig. 8에서 보는 바와 같이 η_a, η_b 에 따라 전체 성능 곡선이 많은 영향을 받으므로 이것을 좀더 정확한 실험식으로 나타내는 것이 필요할 것이다.

두영역 모델의 변수들에 대한 영향을 평가하기 위하여 Fig. 9는 부영역 부분의 질량비 χ를 변화시킴에 따른 성능 곡선 변화를 나타내었다. Case 1처럼 χ가 감소함에 따라 압력비 및 효율이 기준 값에 비하여 크게 예측되었고 Case 2처

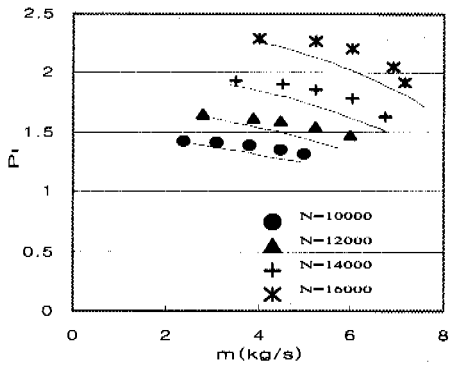


(a) Pressure ratio

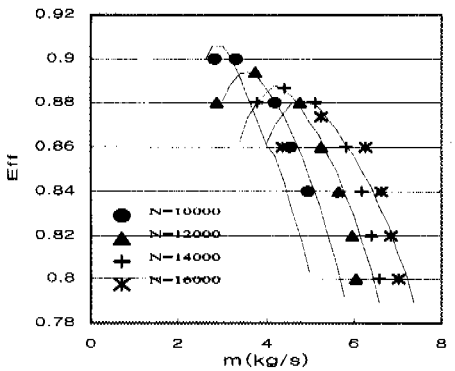


(b) Efficiency

Fig. 6 Performance prediction for Eckardt O



(a) Pressure ratio

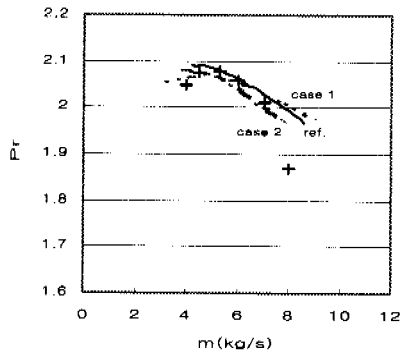


(b) Efficiency

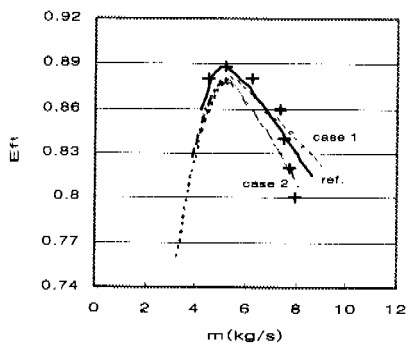
Fig. 7 Performance prediction for Eckardt A

럼 χ가 증가함에 따라 낮게 예측되었다. 최[11]는 원심펌프 성능해석 예측 곡선에 대하여 η_a, η_b, χ 외 영향이 중요하다는 것을 지적하였으며 그 중 η_a, η_b를 비속도 N_s 에 대한 실험식을 개발하였으나 χ 에 대하여서는 실험식을 제안하지 못하였다. 또한 χ 가 증가함에 따라 펌프의 수두가 증가한다고 하였으나 Fig. 9에서는 압축기의 압력비가 감소하는 결과를 나타내었다. 물리적으로 부영역 질량 비가 커짐에 따라 압력비, 수두가 감소하는 것이 타당할 것이다. 제시되지는 않았지만 부영역 부분의 후류에서의 편차각 δ_{2s} 의 변화에 대하여 전체 성능 곡선은 거의 영향을 받지 않는 것으로 밝혀졌다. 이 외에도 두영역 모델에서는 출구 주영역 부분과 부영역 부분에서의 정압이 같다고 가정하였는데 최근 조 와 강[12]에 의해서도 지적되고 있듯이 회전차 출구 단면에서의 정압의 변화가 무시할 수 없으므로 주영역 부분과 부영역 부분의 정압이 같다는 가정은 보완이 되어야 할 것이다.

두영역 모델과 직렬두요소 모델을 제외하고 성능에 큰 영향을 미치는 요소로는 디퓨저에서의 표면 마찰 계수 k와 외부손실 중 재 순환 손실을 들 수 있다. Japikse[6]에 의하면 k 가 0.01을 중심으로 유동 조건에 따라 0.005-0.02 정도까지 변할 수 있다고 하였다. Fig. 10은 깃 없는 디퓨저에서의 표면마찰계수 k 값의 변화에 따른 전체 성능해석 곡선의 변화를 나타낸 것으로 k 값의 변화에 따라 성능 곡선이 매우 민감하게 영향을 받는 것을 알 수 있다. 그러나 이러한 k 값의 중요성에 반하여서 k 값에 대한 연구는 별로 이루어지지 않고 있으므로 이 부분에 대한 정량적인 해석이 이루어지고 적합한 실험식이 개발

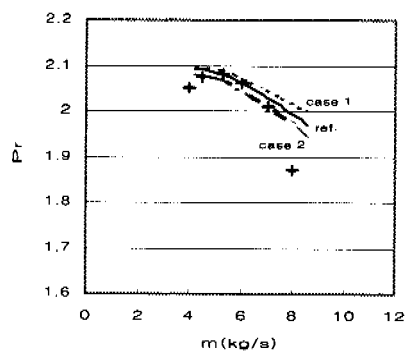


(a) Pressure ratio

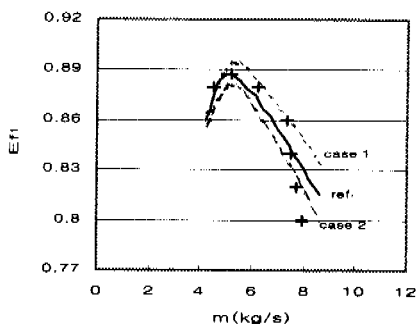


(b) Efficiency

Fig. 8 TEIS model's effect on performance analysis at 14000 rpm



(a) Pressure ratio



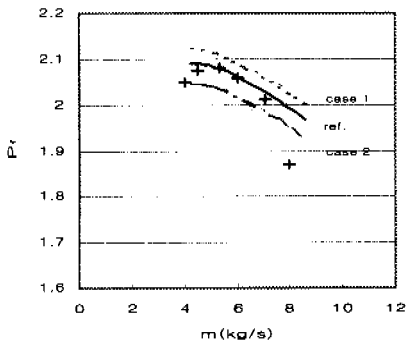
(b) Efficiency

Fig. 9 Secondary mass flow rate ratio's effect on performance analysis at 14000 rpm

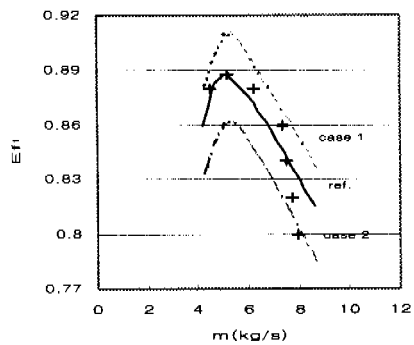
되야 한다. Fig. 11은 재 순환 손실 모델의 상수들이 변함에 따른 성능 곡선의 변화를 보여준다. Case 1의 경우는 Table 2의 추천 값들을 평균값으로 고정하였을 때이며 이 때에 효율 곡선이 실험 값들과 많이 차이나는 것을 알 수 있다. 즉 추천 값들의 평균 값보다 낮은 변수 값, 즉 Table 4의 기준 값들에 대하여 성능예측이 실험 값과 잘 일치한다. 또한 재순환 손실 변수의 상수 값들이 커짐에 따라 압력비, 효율을 낮게 예측하고 있으며 특히 효율에 매우 큰 영향을 미치고 있기에 이 부분에 대한 정량적인 연구 및 관계식 유도 또한 필요하다.

5. 결 론

회전차에 대하여 두영역 모델과 직렬 두 요소 모델을 사용하고 깃 없는 디퓨저에서의 유동과 손실을 고려하기 위하여 벽면에서의 마찰을 고려한 1차원 압축성 미분방정식을 유도하여 원심압축기에 대한 탈설계 해석을 수행할 수 있는 방법을 구현하였다. 이를 이용하여 Eckardt O, A 압축기들에 대한 실험 데이터와의 비교를 통하여 개발된 탈설계 해석 방법의 정확성을 확인할 수 있었으며 이 때 성능에 크게 영향을 미치는 몇 개의 주요 실험적 변수에 대한 전체 성능곡선의 민감도를 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.



(a) Pressure ratio



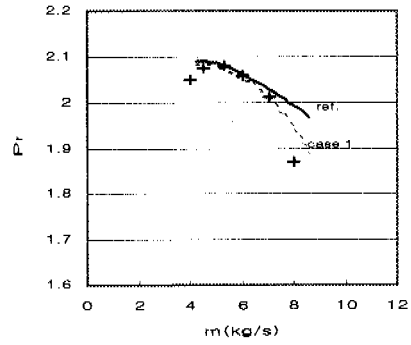
(b) Efficiency

Fig. 10 k's effect on performance analysis at 14000 rpm

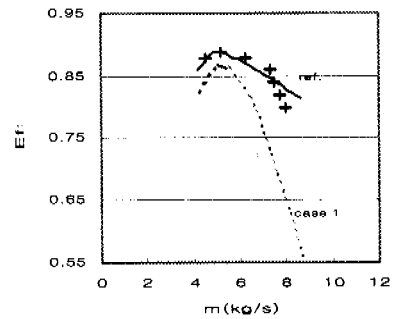
(1) 직렬 두요소 모델의 η_a, η_b에 대한 전체 성능의 민감도를 조사해본 결과 η_a는 성능곡선의 기울기에 영향을 미치며 안전 운전 영역의 범위에 크게 영향을 미치는 한편 η_b는 전체 성능 곡선의 상하로 이동시키는 역할을 하며 안전 운전 영역의 범위에는 크게 영향을 미치지 못하였다.

(2) 두 영역 모델의 부영역 비 χ 에 대한 전체 성능 곡선의 민감도를 조사해 본 결과 χ 값이 클수록 전체 성능곡선이 낮게 예측되었고 작을수록 크게 예측되었다.

(3) k 값에 대한 전체 성능 곡선의 민감도를 조사한 결과 k 값이 클수록 전체 성능곡선이 낮게 예측되었고 작을수록 전체 성능곡선이 크게



(a) Pressure ratio



(b) Efficiency

Fig. 11 Recirculation loss model's effect on performance analysis at 14000 rpm

예측되었다.

(4) 재 순환 손실 상수 값들이 증가함에 따라 압력비 및 효율이 작게 예측되었고 특히 효율에 대한 성능해석 곡선이 많이 변화하였다. 특히 Table 2에서 주어진 재순환 손실 모델의 추천 상수 값들보다 작은 값에서 성능 곡선이 실험 결과와 잘 일치하였다.

앞으로 위에서 언급한 변수들에 대한 정량적인 연구가 수행되어야 할 것이며 이를 기반으로 형상 및 유동 조건에 따른 실험식 개발이 요구된다.

참고문헌

(1) Galvas, M. R., 1973, "FORTRAN Program for

Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors," NASA TN D-7487.

(2) 오형우, 윤의수, 정명균, 1997, "원심 압축기의 성능 예측 및 손실 해석," 대한 기계학회 논문집 제21권 제6호, pp. 804 ~812.

(3) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigation Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 98, pp. 390 ~402.

(4) Eckardt D., 1980, "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers - Part 2 : Flow Measurements using a Laser Velocitimeters," 25th *ASME Gas Turbine Conference*, pp. 77 ~86.

(5) Japikse, D, 1985, "Assessment of Single- and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors. Studies in Component Performance : Part 3," ASME 85-GT-73,

(6) Japikse, D., 1996, "Centrifugal Compressor Design and Performance," Concepts ETI.

(7) Wiesner F. J. 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," *Trans. ASME Journ. of Eng. Power*, pp. 558 ~572.

(8) Daily J. W, Nece R. E., 1960, "Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks," ASME No. 59-HYD-9, *Trans. ASME Journ. Basic Eng.*, pp. 217 ~232.

(9) Stanitz, 1952, "One-dimensional Compressible Flow in Vaneless Diffusers of Radial and Mixed Flow Centrifugal Compressors Including Effects of Friction, Heat Transfer and Area Change," NASA TN-2610.

(10) Oh JongSik, 1998, "Numerical Investigation of Slip factor for Centrifugal Impellers," *Proc. of 4th KSME-JSME Fluid Eng. Conf.*, pp. 113 ~116.

(11) 최영석, 심재혁, 강신형, 1998, "두영역 모델을 사용한 원심펌프의 성능예측," 1998 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 33 ~41.

(12) 조성국, 강신형, 1998, "소형 원심 압축기의 성능평가에 대한 실험적 연구," 대한기계학회 논문집, 제 22권 8호, pp. 1052 ~1063.

(13) 윤성호, 백제현, 1999, "깃 없는 디퓨저를 포함한 원심 압축기의 탈설계 해석," 대한기계학회 추계학술대회, pp. 494 ~499.

Appendix I 두영역 모델 방정식

주영역 방정식(Primary zone Eqs.)

$$T_{2p} = T_{1t}(p_{2p}/p_{1t})^{(k-1)/k} \quad \text{(등엔트로피)}$$

$$h_T = h_{2p} + W_{2p}^2/2 - U_2^2/2 \quad \text{(등로탈피)}$$

$$h_T = h_{00} - U_1 C_{\theta 1t} \quad \text{(입구로탈피)}$$

$$= C_p T_{1t} + C_{1t}^2/2 - U_1 C_{\theta 1t}$$

$$U_2 = 2\pi r_2 N \quad \text{(회전속도)}$$

$$h_{2p} = C_p T_{2p} \quad \text{(이상기체방정식)}$$

$$C_{m2p} = \sqrt{W_{2p}^2 - (U_2^2 - C_{\theta 2p}^2)} \quad \text{(벡타관계식)}$$

$$C_{2p} = \sqrt{C_{m2p}^2 + C_{\theta 2p}^2} \quad \text{(벡타관계식)}$$

$$T_{02p} = T_{2p} + C_{2p}^2/(2C_p) \quad \text{(전온도)}$$

$$p_{02p} = p_{2p}(T_{02p}/T_{2p})^{k/(k-1)} \quad \text{(등식)}$$

$$\dot{m}(1-\chi) = (1-\varepsilon)\rho_{2p} W_{2p} A_{geo} \cos\beta_{2p} \quad \text{(질량보존식)}$$

$$\chi = \dot{m}_s/\dot{m} \quad \text{(웨이크질량비)}$$

$$\varepsilon = A_s/A_{geo} \quad \text{(웨이크면적비)}$$

$$\rho_{2p} = p_{2p}/RT_{2p} \quad \text{(상태방정식)}$$

$$A_{geo} = 2\pi r_2 b_2 - Z_{ll} b_2 t_{2b}/\cos\beta_{2b} \quad \text{(면적)}$$

$$\beta_{2p} = \beta_{2b} + \delta_{2p} \quad \text{(편차각)}$$

$$\text{and: } C_{\theta 2p} = U_2 + C_{m2p}\tan\beta_{2p}$$

$$\text{or } \beta_{2p} = -\tan^{-1}[(U_2 - C_{\theta 2p})/(C_{m2p})] \quad \text{(유동각)}$$

부영역 방정식(Secondary zone Eqs.)

$$p_{2p} = p_{2s} = p_2 \quad \text{(부하없는 출구조건)}$$

$$\rho_{2s} RT_{2s} = p_2 \quad \text{(상태방정식)}$$

$$C_{m2s} = \frac{m/2\pi r_2 b_2 - \rho_{2p} C_{m2p}(1-\varepsilon)}{\rho_{2s}\,\varepsilon} \quad \text{(질량보존식)}$$

$$W_{2s} = C_{m2s}/\cos\beta_{2s} \quad \text{(벡타관계식)}$$

$$\beta_{2s} = \beta_{2b} + \delta_{2s} \quad \text{(유동각)}$$

$$C_{\theta 2s} = U_2 + C_{m2s}\tan\beta_{2s} \quad \text{(벡타관계식)}$$

$$C_{2s} = \sqrt{C_{m2s}^2 + C_{\theta 2s}^2} \quad \text{(벡타관계식)}$$

$$h_{T2s} = h_T + W_{front\ cover} \quad \text{(커버에의한 마찰일)}$$

$$h_{2s} = h_{T2s} - (W_{2s}^2/2) + (U_2^2/2) \quad \text{(로탈피)}$$

$$h_{2s} = C_p T_{2s} \quad \text{(이상기체방정식)}$$

$$T_{02s} = T_{2s} + C_{2s}^2/2C_p \quad \text{(전온도)}$$

$$p_{02s} = p_{2s}(T_{02s}/T_{2s})^{k/(k-1)} \quad \text{(등식)}$$

혼합영역 방정식 (Mixing zone Eqs)

$$\dot{m}C_{m2m}+(p_{2m}-p_2)\ 2\pi\ r_2b_2$$
$$= \dot{m}_pC_{m2p} + \dot{m}_sC_{m2s} \quad \text{(반경방향운동량)}$$
$$\dot{m}_pC_{\theta 2p} + \dot{m}_sC_{\theta 2s} = \dot{m}C_{\theta 2m} \quad \text{(접선방향모멘트)}$$
$$\dot{m}_pC_{\theta 2p}+ \dot{m}_sC_pT_{\theta 2s}+ (P_{disk}$$
$$+P_{recirc}) = \dot{m}C_pT_{\theta 2m} \quad \text{(에너지방정식)}$$

$$\dot{m} = 2\pi\ r_2b_2C_{m2m}\rho_{2m} \quad \text{(질량보존식)}$$
$$T_{2m} = T_{\theta 2m} - C_{2m}{}^2/2C_p \quad \text{(전온도)}$$
$$\rho_{2m} = p_{2m}/RT_{2m} \quad \text{(상태방정식)}$$
$$C_{2m}{}^2 = C_{\theta 2m}{}^2 + C_{m2m}{}^2 \quad \text{(벡타관계식)}$$
$$M_{2m} = C_{2m}/\sqrt{kRT_{2m}} \quad \text{(마하수)}$$
$$p_{\theta 2m} = p_{2m}(T_{\theta 2m}/T_{2m})^{k/(k-1)} \quad \text{(동식)}$$
$$\lambda_{2m} = C_{\theta 2m}/C_{m2m} \quad \text{(스월계수)}$$
$$\sigma_{2m} = \mu_{2m}(\lambda_{2m}-\tan\beta_{2b})/\lambda_{2m} \quad \text{(미끄럼계수)}$$
$$\mu_{2m} = C_{\theta 2m}/U_2 \quad \text{(일계수)}$$