

원심형 임펠러에 대한 이구역 모델링

오형우* · 정명균** · 김재원***

(1998년 12월 31일 접수)

Two-Zone Modeling for Centrifugal Impellers

Hyoung Woo Oh, Myung Kyoong Chung and Jae Won Kim

Key Words : Centrifugal Impellers(원심형 임펠러), Performance Analysis(성능 해석), Mean Streamline Analysis(평균 유선 해석), Two-Zone Modeling(이구역 모델링)

Abstract

This paper presents a systematic two-zone modeling for reliable performance prediction of centrifugal compressors. In order to improve the predictive capability, a modified jet slip factor is developed and new corrections for the wake flow deviation and mass fraction are suggested based on the comprehensive experimental data of the three Eckardt impellers. The proposed two-zone modeling is tested against nine sets of measured data of centrifugal compressors. The results are also compared with those obtained by the mean streamline analysis. It was found that the predictions by the present two-zone modeling agree fairly well with experimental data for a variety of centrifugal compressors over the wide operating conditions.

기호설명

- A : 면적
- A_{geo} : 깃두계를 제외한 임펠러 출구 면적
- AP : 면적 매개 변수
- b : 폭
- D : 지름
- DR : 확산비= W_1/W_2
- f_j : 제트 속도 분포 계수
- f_w : 후류의 원주 방향 속도 계수
- M : 마하수
- \dot{m} : 질량유량
- P : 압력
- R : 기체상수
- r : 반지름
- T : 온도
- U : 임펠러 속도
- V : 절대속도
- V_{sl} : 미끄럼 속도
- W : 상대속도

- \dot{W} : 일률 (W)
- Z : 임펠러 날개수
- α : 자오면을 기준으로 한 절대 유동각
- β : 자오면을 기준으로 한 상대 유동각
- β_{2b} : 자오면을 기준으로 한 출구측 날개각
- γ : 비열비
- Δs : 엔트로피 변화 (J/kgK)
- ϵ : 후류 영역비= A_w/A_{geo}
- μ : 미끄럼 계수= $1-V_{sl}/U_2$
- ρ : 유체 밀도
- σ : 엔트로피 증분= $\exp(-\Delta s/R)$
- χ : 후류 질량비= \dot{m}_w/\dot{m}

하첨자

- 0 : 총상대(total condition)
- $1m$: 임펠러 입구 평균 반경 위치
- $1t$: 임펠러 입구 팁
- 2 : 임펠러 출구
- $2m$: 혼합 상태
- df : 원판 마찰
- j : 제트
- lk : 누설
- m : 자오면 방향

* 회원, 한국과학기술원 기계공학과
(現) 선문대학교 공조기술연구소

** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

*** 회원, 선문대학교 기계 및 제어공학부

rc : 재순환
 u : 접선 방향
 w : 후류

상첨자

' : 상대 유동 조건

1. 서론

1960년대 초기부터, 이구역 모델링(two-zone modeling)에 대한 많은 연구가 있었다.⁽¹⁻³⁾ 이 방법에 대한 기본적인 생각은 다음과 같다. 즉, 임펠러의 출구측 유동을 개념적으로 크게 2가지 영역으로 구분할 수 있는데, 거의 등엔트로피인 고속 심유동(core flow) 영역의 제트 영역(jet region)과 임펠러 내부에서 발생하는 모든 손실을 포함하는 저운동량 영역인 후류 영역(wake region)이 존재한다고 가정한다. 이러한 생각은 Eckardt의 포괄적인 실험^(4,5)에 의해 검증되었다. 제트-후류 유동 그리고 이들의 혼합 손실에 대한 연구는 Dean과 Senoo,⁽¹⁾ Johnston과 Dean⁽²⁾에 의해 연구된 바 있다. 이들 문헌에 의하면 제트와 후류는 급팽창에 의해 베인 없는 디퓨저(vaneless diffuser)의 입구에서 혼합되고, 그 이후의 유동은 축대칭을 유지한다고 했다. Dean⁽³⁾은 임펠러 출구에서의 유동에 대한 상세한 연구를 수행한 결과, 유동 박리를 피할 수 있는 확산비의 허용 가능한 한계가 약 1.8 정도임을 밝혔다. 한편, Japikse^(6,7)는 원심 압축기에 대한 이구역 모델링을 위한 식을 체계적으로 정리했다. 그러나, 제트-후류 유동의 치우침(deviation), 개방형 임펠러(unshrouded impeller)에 대한 전면 커버(front cover) 마찰 손실 그리고 외부 재순환 손실에 대한 실험적 모델 상관식들을 문헌상에 제시하지 않았다.

본 논문에서는 원심형 임펠러에 대한 좀더 향상된 성능 예측을 위해서, 과거의 제트-후류 모델⁽¹⁻³⁾ 그리고 기존의 이구역 모델⁽⁶⁻⁸⁾에 대한 수정·보완과 3가지 형태의 Eckardt 임펠러^(5,8)의 실험 결과에 근거한 또다른 형태의 이구역 모델링 식들을 상세히 제시하고자 한다.

본 논문에서 제시한 이구역 모델링은 다른 형태의 6가지 임펠러에 대한 실험 결과⁽⁹⁻¹¹⁾와 비교함으로써 성능 해석의 정확성을 검토한다. 그리고 이미 제안한 력적의 손실 모델 조합⁽¹¹⁾을 사용한

평균 유선 해석에 의한 계산 결과와도 비교한다.

2. 이구역 모델링에 대한 기본 가정

기존의 이구역 모델링에 대한 기본 가정들은 다음과 같다.⁽⁶⁾

- 제트는 거의 등엔트로피 유동이고, 임펠러 깃으로부터 미끄러짐이 발생한다.
- 후류 영역은 임펠러 내부에서 발생하는 모든 손실을 포함하고, 후류 유동각은 임펠러 깃 각도와 일치한다.
- 임펠러 출구측 팁에서의 정압(static pressure)은 제트와 후류 영역에서 동일하다.
- 제트와 후류 유동은 임펠러 내부에서 섞이지 않고 임펠러 출구에서 매우 급속히 혼합된다.
- 후류 영역의 질량비(wake mass flow fraction, λ)는 약 0.15~0.25의 범위에 속한다.

그러나, Rohne와 Banzhaf⁽¹²⁾는 임펠러 깃에 대한 후류 유동의 미끄러짐 현상을 실험적으로 밝혔다. 여기에서 본 연구는 위의 가정들 중 (b)와 (e) 대신, 좀 더 물리적으로 타당한 실험적 모델들을 제안하고자 한다.

3. 이구역 모델링 방정식의 새로운 전개

3.1 제트 유동의 확산비

이구역 모델링은 임펠러의 입구와 출구에서의 유동 조건을 연결해 주는 임펠러 확산비에 대한 정보를 필요로 한다. 임펠러 확산비는 다음과 같이 정의한다.

$$DR = \frac{W_{1j}}{W_{2j}} \quad (1)$$

여기에서 W_{1j} , W_{2j} 는 각각 임펠러 입구 팁과 임펠러 출구 제트 영역에서의 상대 속도를 의미한다. 과거의 성능 예측 방법들^(13,14)은 어느 특정한 임펠러 확산비에 대한 도식적인 자료 또는 표^(3,15,16)를 근거로, 임펠러 내부에서 경계층의 박리가 일어나지 않는 범위의 확산비를 지칭했다. 그러나 이러한 방법들은 일반적인 원심형 임펠러의 해석을

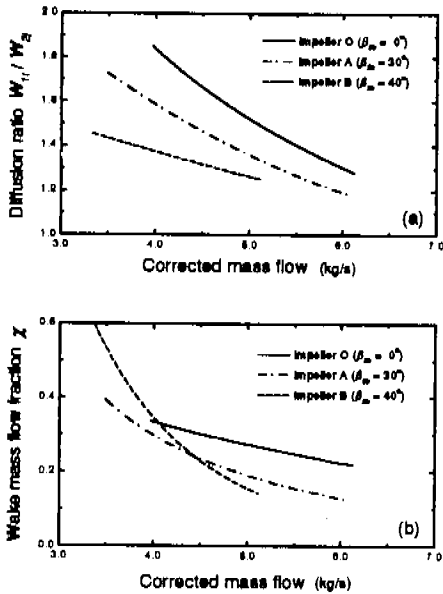


Fig. 1 Two-zone model results of Eckardt impellers for 14000 rev/min; (a) Diffusion ratio of Eckardt (b) Wake mass flow fraction of Eckardt impellers.

위한 컴퓨터 코드화 하는데 있어서 부적합하다. 본 연구에서는 직렬 이요소(two elements in series, TEIS)모델 즉, Japikse⁽⁷⁾의 확산비 모델을 도입하기로 한다. TEIS 모델은 제트 유동의 확산과 후류 영역의 발달 현상이 기타 다른 확산 문제들과 유사하다는 가정하에서 개발되었다. 일단 확산비에 대한 모델링이 수행되면, 식 (1)에 의해 설계점 및 탈설계점에서 임펠러 출구의 제트 상대 속도(W_{2j})를 결정할 수 있다. Fig. 1(a)는 대표적인 설계 속도(14000 rev/min)에서, TEIS 모델을 사용한 3가지 형태의 Eckardt 임펠러 O, A, B의 확산비에 대한 계산 결과를 보여준다. 임펠러 O와 A는 입구 형상이 유사하기 때문에, 확산 수준의 상대적인 차이를 제외하고, 확산비의 성격이 비교적 유사하다. 반면에 입구 형상이 다른 임펠러 B에 대한 확산은 임펠러 O, A와 다소 다른 경향을 보인다. 이러한 현상은 Eckardt 임펠러에 대한 실험 결과 해석에서 이미 밝혀졌다.⁽⁸⁾

3.2 제트 미끄럼 계수와 후류 질량비

과거의 제트-후류 모델들^(3,6,9)은 후류 질량비(wake mass flow fraction, χ)를 0.15~0.25 사이에서 지

정함으로써, 제트 유동 면적과 제트 유동의 미끄러짐을 계산했다. 그러나 Whitfield와 Wallace⁽¹⁴⁾의 결과로부터, 제트/후류 유동의 질량비는 질량 유동에 따라 변한다는 것이 밝혀졌다.

제트 미끄럼 계수는 임펠러 내부의 이상적인 유동 조건에 대한 이론적인 해석을 통해 개발된 Stanitz의 상관식⁽¹⁷⁾을 수정함으로써 계산할 수 있었다. Whitfield⁽¹³⁾은 3가지 형태의 반경류 임펠러($\beta_{2b}=0^\circ$)에 대한 실험 결과와 비교함으로써, Stanitz의 상관식⁽¹⁷⁾에 대해 임펠러 내부의 비균일 유동 현상을 고려한 실험 계수를 도입해서 수정된 형태의 미끄럼 계수를 제안했다.

본 연구에서는 Eckardt 임펠러 O(반경류 깃, $\beta_{2b}=0^\circ$), A(후향깃, $\beta_{2b}=30^\circ$)와 B(후향깃, $\beta_{2b}=40^\circ$)의 실험 결과와 비교함으로써, 반경류 임펠러 뿐만 아니라 후향깃 임펠러에 대한 제트 속도 분포 계수(jet velocity distribution parameter, f_j)⁽¹³⁾를 수정했다. 즉, 제트 유동의 치우침(deviation) 정도는 다음과 같은 제트 미끄럼 계수(jet slip factor)에 의해 계산된다.

$$\mu_j = 1 - f_j \frac{A_{2j}}{r_2 b_2 Z} \tag{2}$$

where

$$f_j = 5.73 \times 10^{-6} (90 - \beta_{2b})^{3/2} \tag{3}$$

여기에서 제트 속도 분포 계수(f_j)는 베인없는 디퓨저를 갖는 원심형 임펠러에서 $0 (\beta_{2b} \rightarrow 90^\circ)$, 깃이 임펠러 출구 평면에 접하는 경우)과 $0.44 (\beta_{2b} = 0^\circ)$, Whitfield의 실험 결과⁽¹³⁾에 의해 확인됨) 사이에 속한다. 식 (3)에서 β_{2b} 의 단위는 도(deg)임을 밝혀준다.

반경류 임펠러의 경우, f_j 의 값이 후향깃 임펠러의 경우보다 크게 나타난다. 이것은 후향깃 임펠러가 임펠러 출구에서 상대 속도 차이와 손실 분포를 상대적으로 감소시킴으로써, 반경류 임펠러의 경우와 비교할 때 좀 더 균일한 속도 분포를 유지시키기 때문이다.⁽⁶⁾

식 (2)에서 질량 유량 변화에 따른 제트 유동 면적(A_{2j})의 변화는 제트 미끄러짐과 밀접하게 관련되어 있다. 이러한 A_{2j} 의 계산 과정은 다음절에서 언급하기로 한다.

한편, 제트 유동 면적의 계산은 임펠러 출구 깃 사이의 후류 질량비의 결정에 관계된다. 본 연구에서는 Eckardt 임펠러와 디퓨저 유동에 대한 실험 결과⁽⁷⁾를 바탕으로 후류 질량비(χ)와 후류 유동 면적비(ϵ) 사이의 관계를 $\chi = 0.93\epsilon^2 + 0.07\epsilon$ 과 같은 형

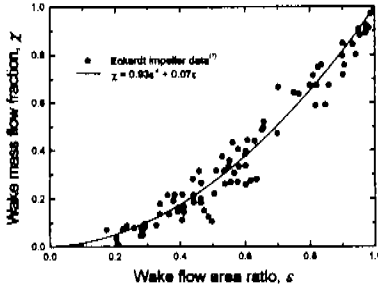


Fig. 2 Two-zone model results between wake flow fraction χ and wake flow area ratio ε .

태로 제안하고자 한다. 이러한 실험식을 가지고 수행한 이구역 모델링은 탈설계점 조건에 무관하게 0.15~0.25 사이의 일정한 값(χ)으로 지정한 상태에서 계산한 기존의 제트-후류 이론들에 비해 물리적으로 의미 있는 결과를 보여줄 수 있다.

Fig. 1(b)는 대표적인 설계 속도(14000 rev/min)에서, 3 가지 형태의 Eckardt 임펠러에 대한 후류 질량비의 계산 결과를 비교한 것이다. 후향기 임펠러(A, B)의 경우, 저유량 영역에서 χ 값이 상대적으로 크게 나타난다. 이것은 Eckardt의 실험 결과 해석에서 밝혀졌다.^(4,5)

Fig. 2는 본 연구에서 제안한 후류 질량비(χ)와 후류 영역비(ε) 사이의 모델($\chi=0.93\varepsilon^2+0.07\varepsilon$)과 실험 결과를 비교한 것이다.

3.3 이구역 모델링

본 논문에서 수행한 이구역 모델링 방정식들을 제트 영역, 후류 영역 그리고 혼합영역에 대해서 다음과 같이 단계별로 제시한다.

Jet zone equations

$$T'_{02j} = T'_{01m} + \frac{\gamma-1}{2\gamma R} (U_2^2 - U_{1m}^2) \quad (\text{constant rothalpy}) \quad (4)$$

$$M'_{2j} = \frac{W_{1c}}{DR} \left[\gamma R \left(T'_{02j} - \frac{\gamma-1}{2\gamma R} W_{2j}^2 \right) \right]^{-1/2} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (5)$$

$$T_{2j} = \frac{T'_{02j}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2j}^2} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (6)$$

$$\chi = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}} \quad (\text{assumed wake mass flow fraction}) \quad (7)$$

$$AP_j = \frac{\dot{m}_j \sqrt{RT'_{01m}/\gamma}}{P'_{01m} M'_{2j}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2j}^2 \right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}$$

$$\times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2\gamma RT'_{01m}} (U_2^2 - U_{1m}^2) \right]^{-(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \quad (8)$$

$$\beta_{2j} = \frac{\beta_{2b}}{2} + \frac{1}{2} \sin^{-1} \left[\left(2 \frac{U_2}{W_{2j}} f_j \frac{AP_j}{r_2 b_2 Z} + \tan \beta_{2b} \right) \cos \beta_{2b} \right] \quad (9)$$

(jet flow angle)

$$A_{2j} = \frac{AP_j}{\cos \beta_{2j}} \quad (\text{jet flow area}) \quad (10)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{A_{2j}}{A_{geo}} \quad (11)$$

(wake fraction of blade to blade space)

$$\chi = 0.93\varepsilon^2 + 0.07\varepsilon \quad (\text{empirical correlation}) \quad (12)$$

식 (7)에서 식 (12)까지 반복 계산이 수행된다.

$$V_{m2j} = W_{2j} \cos \beta_{2j} \quad (\text{velocity triangle}) \quad (13)$$

$$V_{u2j} = U_2 - V_{m2j} \tan \beta_{2j} \quad (\text{velocity triangle}) \quad (14)$$

$$V_{2j} = (V_{m2j}^2 + V_{u2j}^2)^{1/2} \quad (\text{vector identity}) \quad (15)$$

$$M_{2j} = \frac{V_{2j}}{\sqrt{\gamma RT_{2j}}} \quad (\text{jet Mach number}) \quad (16)$$

$$T_{02j} = T_{2j} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2j}^2 \right) \quad (\text{gas dynamics}) \quad (17)$$

$$P'_{02j} = P'_{01m} \left(\frac{T'_{02j}}{T'_{01m}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (18)$$

$$P_{2j} = \frac{P'_{02j}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2j}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (19)$$

Wake zone equations

$$P_{2w} = P_{2j} \quad (\text{unloaded tip condition}) \quad (20)$$

$$V_{u2w} = f_{uw} V_{u2j} \quad (21)$$

(wake flow deviation instead of $\beta_{2w} = \beta_{2b}$)

where

$$f_{uw} = 3.22 \times 10^{-11} (\beta_{2b} - 90)^5 + 1 \quad (22)$$

(Note that β_{2b} is in degree.)

식 (21)의 수정 계수 f_{uw} 는 Rohne와 Banzhaf⁽¹²⁾에 의해 처음 도입된 것이다. 그들은 이 값이 0.81~1.0 사이에 분포하고 있음을 후향기 임펠러에 대한 실험 결과를 통해 밝혔다. 본 연구에서는 Rohne와 Banzhaf⁽¹²⁾의 실험 결과와 Eckardt 임펠러의 결과를 토대로, 식 (22)와 같은 상관식을 고안

함으로써 후향짓 임펠러 뿐 만 아니라, 반경류 임펠러에 대해서도 적용할 수 있도록 하였다.

$$T'_{02w} = T'_{01m} + \frac{\gamma-1}{2\gamma R} (U_2^2 - U_{1m}^2) \quad (23)$$

(constant rothalpy)

$$A_{2w} = A_{geo} - A_{2j} \quad (\text{wake flow area}) \quad (24)$$

$$AP_w = A_{2w} \cos \beta_{2w} \quad (25)$$

(wake flow area parameter: assumed β_{2w})

$$\sigma_w = \left[\frac{T_{2j}}{T'_{02w}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2w}'^2 \right) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (26)$$

(entropy gain due to wake flow)

$$\frac{\dot{m}_w \sqrt{RT'_{01m}/\gamma}}{P'_{01m}} = AP_w M_{2w}' \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2w}'^2 \right)^{-(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \times \sigma_w \left[1 + \frac{\gamma-1}{2\gamma RT'_{01m}} (U_2^2 - U_{1m}^2) \right]^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \quad (27)$$

(gas dynamics)

위의 식 (26)과 식 (27)에 의해,

$$M_{2w}' = \left[\frac{-1 + \sqrt{1 + 2(\gamma-1)K_w^2}}{\gamma-1} \right]^{1/2} \quad (28)$$

(relative wake Mach number)

where

$$K_w = \frac{\dot{m}_w \sqrt{RT'_{01m}/\gamma}}{P'_{01m} AP_w} \left(\frac{T'_{02w}}{T_{2j}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \times \left[1 + \frac{\gamma-1}{2\gamma RT'_{01m}} (U_2^2 - U_{1m}^2) \right]^{-(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}$$

$$T_{2w} = \frac{T'_{02w}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2w}'^2} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (29)$$

$$W_{2w} = M_{2w}' \sqrt{\gamma RT_{2w}} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (30)$$

$$\rho_{2w} = \frac{P_{2w}}{RT_{2w}} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (31)$$

$$V_{m2w} = \frac{\dot{m}_w}{\rho_{2w} A_{2w}} \quad (\text{vector identity}) \quad (32)$$

$$\beta_{2w} = \tan^{-1} \left(\frac{U_2 - V_{u2w}}{V_{m2w}} \right) \quad (\text{velocity triangle}) \quad (33)$$

식 (25)에서 식 (33)까지 반복 계산이 수행된다.

$$V_{2w} = (V_{m2w}^2 + V_{u2w}^2)^{1/2} \quad (\text{vector identity}) \quad (34)$$

$$M_{2w} = \frac{V_{2w}}{\sqrt{\gamma RT_{2w}}} \quad (\text{wake Mach number}) \quad (35)$$

$$P'_{02w} = P_{2w} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2w}'^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (36)$$

$$P_{02w} = P_{2w} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2w}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (37)$$

$$T_{02w} = T_{2w} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2w}^2 \right) \quad (\text{gas dynamics}) \quad (38)$$

Mixed-out state equations

이구역 모델링에서 제트와 후류는 임펠러 출구에서 매우 급속히 혼합된다. 혼합 영역은 임펠러 출구측 유동의 열역학적 상태를 설정하는 하나의 유효 상태(effective state)이다. 그러므로 이것은 임펠러 출구측 유동에서 실제로 발생하는 이구역의 혼합에 의한 정압(static pressure) 상승과 총압력(total pressure) 감소 현상을 포함한다.

$$V_{u2m} = (1-\chi)V_{u2j} + \chi V_{u2w} \quad (39)$$

(tangential momentum equation)

T_{02m} 풀 가정하면,

$$V_{m2m} = \frac{b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (40)$$

(radial momentum + continuity equation)

where

$$a = \frac{\dot{m}}{\pi D_2 b_2} \frac{\gamma+1}{2\gamma},$$

$$b = \frac{P_{2j} A_{geo}}{\pi D_2 b_2} + \frac{\dot{m}}{\pi D_2 b_2} [(1-\chi)V_{m2j} + \chi V_{m2w}],$$

$$c = \frac{\dot{m}}{\pi D_2 b_2} \left[RT_{02m} - \frac{(\gamma-1)}{2\gamma} V_{u2m}^2 \right].$$

$$P_{2m} = \frac{P_{2j} A_{geo}}{\pi D_2 b_2} + \frac{\dot{m}}{\pi D_2 b_2} [(1-\chi)V_{m2j} + \chi V_{m2w} - V_{m2m}] \quad (\text{continuity equation}) \quad (41)$$

$$V_{2m} = (V_{m2m}^2 + V_{u2m}^2)^{1/2} \quad (\text{vector identity}) \quad (42)$$

$$T_{2m} = T_{02m} - \frac{\gamma-1}{2\gamma R} V_{2m}^2 \quad (\text{gas dynamics}) \quad (43)$$

$$\rho_{2m} = \frac{P_{2m}}{RT_{2m}} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (44)$$

$$T_{02m} = (1-\chi)T_{02j} + \chi T_{02w} + \frac{\gamma-1}{\gamma Rm} (\dot{W}_{df} + \dot{W}_{rc} + \dot{W}_{lk}) \quad (\text{energy equation}) \quad (45)$$

식 (40)에서 식 (45)까지 반복 계산이 수행된다.

$$P_{02m} = P_{2m} \left(\frac{T_{02m}}{T_{2m}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (\text{gas dynamics}) \quad (46)$$

4. 이구역 모델링의 평가

본 연구에서 제안한 제트 미끄럼 계수와 후류 유동의 치우침(deviation)에 대한 모델링의 적합성을 확인하기 위해서, 임펠러出口的 지름비(D/D_2)가 1.075 인 지점의 절대 유동각에 대한 계산 결과와 3 가지 형태의 Eckardt 임펠러의 실험⁽⁶⁾ 그리고 다른 예측 결과들과 비교했다(Fig. 3~Fig. 5). 점선은 오형우 등⁽¹¹⁾에서 제안한 최적 손실 모델 조합을 사용한 평균 유선 해석에 의해 계산된 유동각을 나타낸다. 비록 Japikse^(6,7)가 이구역 모델링을 위한 방정식들을 상세히 제시했지만, 임펠러의 전면 마찰 손실, 제트와 후류의 치우침 각도 등에 관한 실험식들을 제시하지 않았다. 그러므로 그의 계산 과정을 반복 수행할 수 없었다. 그 결과 본 논문에서는 참고 문헌⁽⁶⁾에 제시된 그의 계산 결과를 비교하기로 한다.

Fig. 3와 Fig. 4의 결과를 보면, 본 연구에서 제안한 이구역 모델링을 다른 예측 방법들과 비교할 때, 현재의 모델링이 뛰어난 예측 성능을 보여준다. 비록 현재의 모델링이 Eckardt 임펠러 B의 유동각을 작게 예측하고 있으나, 12000 r/min의 영역을 제외한 나머지 영역에서 Japikse 모델보다 향상된 결과를 보인다(Fig. 5). 그리고 본 연구에서 제안하는 이구역 모델링은 안정적인고 정확한 성능 해석 방법으로 알려진 평균 유선 해석에 의한 성능 예측 결과에 견줄만한 예측 성능을 보이고 있다.

앞 절(제트 미끄럼 계수와 후류 질량비)에서 언급한 바와 같이, 후향기 임펠러의 출구측 유동의 치우침 정도는 반경류 임펠러의 경우보다 작다. 즉, 후향기 임펠러의 출구측 유동 분포는 반경류에 비해 균일하다. 그러므로, 후향기 임펠러에 대

해 f_j 는 작은 값을 갖는 반면에, f_{uv} 는 크게 나타난다.

이구역 모델링은 임펠러 내부의 유동 손실을 계산하기 위한 어떤 실험적 내부 손실 상관식을 요구하지 않는다. 즉, 무부하 팁 조건[unloaded tip condition, 식 (20)]과 등로탈피[식 (23)] 관계를 이용하면, 손실 상관식 없이 임펠러 내부에서 발생하는 엔트로피 증분[entropy gain, 식 (26)]을 직접

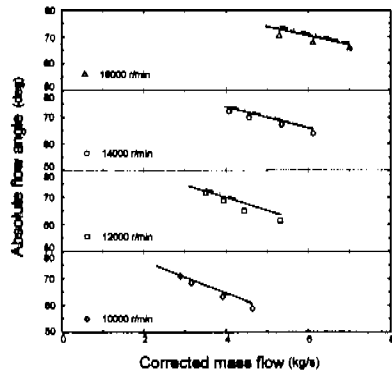


Fig. 3 Flow angles of Eckardt impeller O at $D/D_2 = 1.075$.

Symbols represent experimental data
 - - - - - Japikse⁽⁶⁾
 - · - · - Mean streamline analysis
 - - - - Present two-zone modeling

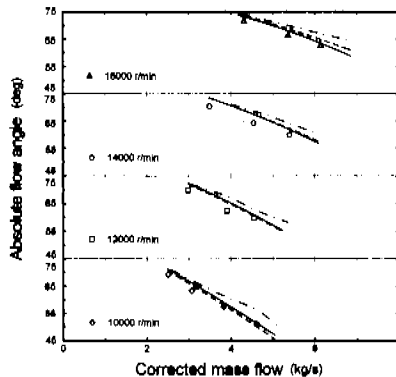


Fig. 4 Flow angles of Eckardt impeller A at $D/D_2 = 1.075$.

Symbols represent experimental data
 - - - - - Japikse⁽⁶⁾
 - · - · - Mean streamline analysis
 - - - - Present two-zone modeling

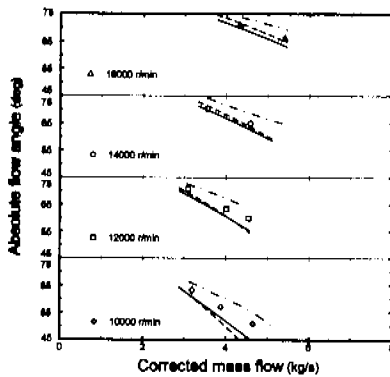


Fig. 5 Flow angles of Eckardt impeller B at $D/D_2 = 1.075$. Symbols represent experimental data
 - - - - - Japikse⁽⁸⁾
 ····· Mean streamline analysis
 ——— Present two-zone modeling

계산할 수 있다. 그러나 혼합 영역의 에너지 평형 [식 (45)]을 계산하기 위해서 외부 손실에 대한 효과는 고려해야 한다. 본 연구에서는 외부 손실이 원판 마찰 손실, 외부 재순환 손실 그리고 누설 손실로 구성되어있다고 가정한다. 여기에서 외부 손실 모델들은 오형우 등⁽¹¹⁾에서 제안한 최적의 조합을 택하기로 한다.

Fig. 6-Fig. 8에서는 Eckardt 임펠러 O, A, B에 대한 실험과 예측된 총압력비를 비교한다. 3가지 임펠러에 대해 예측된 총압력비 결과를 살펴보면, 실험 결과를 상당히 정확하게 예측하고 있다. 특히, 임펠러 A의 경우, 이구역 모델링은 16000 rev/min 중에서 고유량 영역을 제외한 나머지 조건에서 평균 유선 해석 보다 향상된 예측 결과를 보여준다(Fig. 7). 그리고 Fig. 8은 임펠러 B에 대한 예측 결과를 보여주는데, 이구역 모델링은 작동 범위 전영역에 걸쳐서 평균 유선 해석에 비해 주목할 만한 성능 예측을 보여준다.

Fig. 9-Fig. 11은 3가지 Eckardt 임펠러의 등엔트로피 효율에 대한 실험과 계산 결과를 보여준다. 이구역 모델링은 효율에 대한 실험 결과와 비교할 때, 상당히 우수한 성능 예측을 보여주고 있다(Fig. 9과 Fig. 11). 그러나 Fig. 10의 경우를 살펴보면, 본 연구에서 수행한 이구역 모델링은 고유량에서 실험 결과를 과도하게 예측하고 있다. 이것은 다음과 같은 사실에 기인한다. 즉, 효율 예측을 하는데 있어서, 임펠러 외부 동력 손실 [식 (45)]에 대

한 모델링이 필요하다. 그런데 성능 예측 결과를 살펴보면, 대부분 고유량 영역에서 문제가 발생하는 것을 알 수 있는데, 이것은 외부 손실 모델링의 목표⁽¹¹⁾를 저유량 부근에 두었기 때문이다. 앞으로 이 부분에 대한 보강 연구가 더 수행되어야 한다.

지금까지 3가지 Eckardt 임펠러의 실험 자료에 근거한 이구역 모델링의 성능 해석 결과를 임펠러 출구 유동각, 총압력비 그리고 효율에 대해 각각 비교함으로써, 성능 해석 코드의 신뢰도를 확인했다.

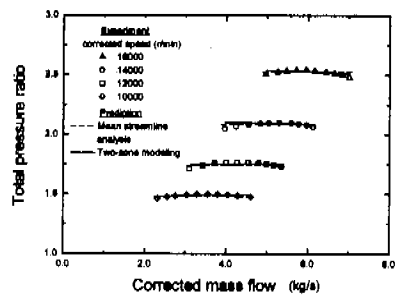


Fig. 6 Total pressure ratio of Eckardt impeller O.

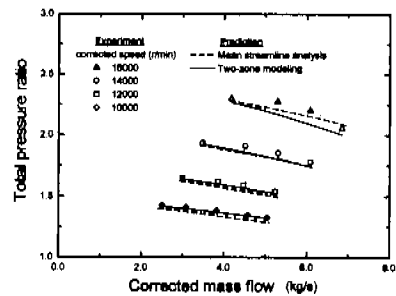


Fig. 7 Total pressure ratio of Eckardt impeller A.

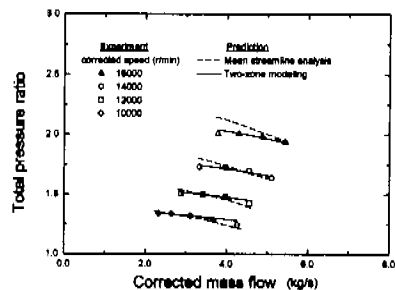


Fig. 8 Total pressure ratio of Eckardt impeller B.

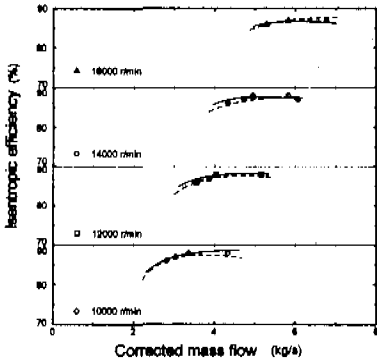


Fig. 9 Isentropic efficiency of Eckardt impeller O.
 Symbols represent experimental data
 - - - - - Mean streamline analysis
 ——— Two-zone modeling

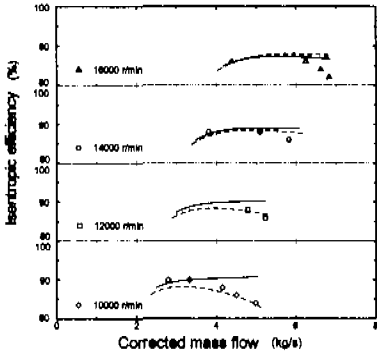


Fig. 10 Isentropic efficiency of Eckardt impeller A.
 Symbols represent experimental data
 - - - - - Mean streamline analysis
 ——— Two-zone modeling

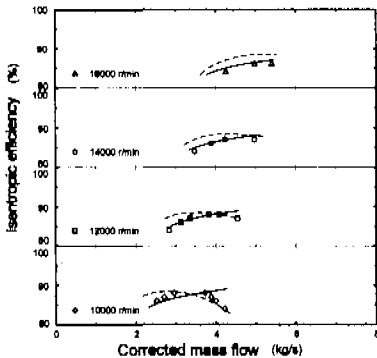


Fig. 11 Isentropic efficiency of Eckardt impeller B.
 Symbols represent experimental data
 - - - - - Mean streamline analysis
 ——— Two-zone modeling

본 연구에서 제안된 모델링의 검증을 위해, Came 과 Herbert⁽⁹⁾ 그리고 Schumann 등⁽¹⁰⁾의 문헌에서 발췌한 실험 자료들과 비교한다. 그리고 평균 유선 해석과의 비교도 함께 수행한다(Fig. 12~Fig. 14).

Fig. 12 와 Fig. 13 은 후향깃 임펠러($\beta_{2b}=30^\circ$)를 갖는 고압력비(약 8:1)의 원심 압축기⁽⁹⁾에 대한 결과 비교를 보여준다. 이구역 모델링과 평균 유선 해석 방법을 사용한 총압력비의 성능 예측은 작동 범위 전영역에 걸쳐서 실험 결과와 상당히 정확하게 정확하게 일치하고 있다(Fig. 12). 비록 이구역 모델링이 효율에 대해 실험 결과를 다소 과도하게 예측하는 경향을 보이고 있으나, 평균 유선 해석 보다는 좀 더 향상된 결과를 나타낸다(Fig. 13).

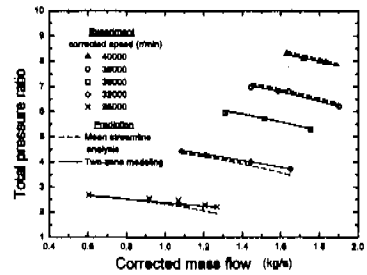


Fig. 12 Total pressure ratio of model impeller⁽⁹⁾.

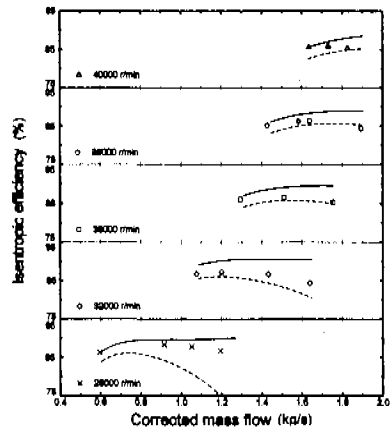


Fig. 13 Isentropic efficiency of model impeller⁽⁹⁾.
 Symbols represent experimental data
 - - - - - Mean streamline analysis
 ——— Two-zone modeling

Fig. 14는 4가지 형태의 후향기 임펠러 ($\beta_{2b}=30.20^\circ$)를 갖는 원심 압축기의 실험⁽¹⁰⁾과 성능 해석 결과를 보여준다. 이구역 모델링에 의한 압력비(total-to-static pressure ratio) 성능 해석은 평균 유선 해석에 비해 실험 결과를 좀 더 정확하게 예측하고 있다.

본 연구에서 제안한 이구역 모델링을 또다른 원심 임펠러($\beta_{2b}=30^\circ$)와 실험⁽¹¹⁾과 비교한 결과가 Fig. 15에 실려있다. 여기에서 이구역 모델링은 15000 rev/min의 경우를 제외한 나머지 작동 조건에서 원심 임펠러($\beta_{2b}=30^\circ$)의 실험⁽¹¹⁾과 비교한 결과가 Fig. 15에 실려있다. 여기에서 이구역 모델링은 15000 rev/min의 경우를 제외한 나머지 작동 조건에서 실험 결과를 상당히 정확하게 예측하고 있다.

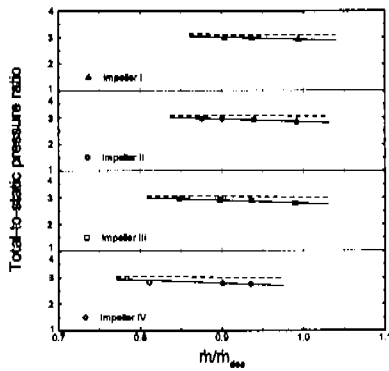


Fig. 14 Total-to-static pressure ratio of four model impellers.⁽¹⁰⁾

Symbols represent experimental data
 ----- Mean streamline analysis
 ————— Two-zone modeling

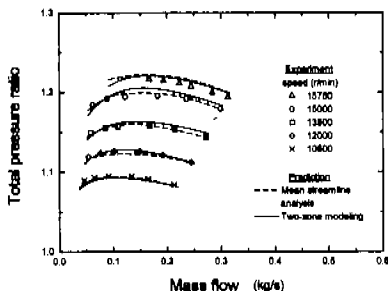


Fig. 15 Total pressure ratio of model impeller.⁽¹¹⁾

5. 결론

본 논문에서는 원심형 임펠러의 성능 예측을 수행하는데 있어서, 계산 시간을 줄임과 동시에, 정확한 해석 결과를 얻기 위해 과거의 이구역 모델링에 비해 보다 체계적이고 코드화 하는데 편리하도록 방정식들을 새롭게 전개하였다.

그리고 이구역 모델링의 성능 예측 신뢰도를 향상시키기 위해서 Eckardt 임펠러의 실험 자료를 근거로 제트와 후류 유동의 미끄러짐 그리고 후류 질량비에 대한 새로운 보정식들을 제안했다.

한편, 신뢰도가 비교적 높은 것으로 알려져 있는 평균 유선 해석에 비해 이구역 모델링을 이용한 해석 방법이 실험적 손실 상관식들에 대한 의존도를 줄임과 동시에 성능 예측 결과는 정확한 것으로 밝혀졌다.

본 연구에서 제안된 이구역 모델링은 다양한 형태의 원심형 임펠러에 대한 실험 결과를 정확하게 예측한다. 특히, 이구역 모델링에 의해 예측된 유동각 분포, 압력비 그리고 효율의 계산 결과는 주목할 만큼 향상되었다. 이러한 예측방법은 원심형 임펠러의 예비 설계 단계 과정에 많은 도움을 줄 수 있다.

참고문헌

- Dean Jr, R. C. and Senoo, Y., 1960, "Rotating Wakes in Vaneless Diffusers," *Trans. ASME, J. Basic Engng*, Vol. 82, pp. 563~574.
- Johnston, J. P. and Dean Jr, R. C., 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps. Analysis, Experiment, and Design," *Trans. ASME, J. Engng for Power*, Vol. 88, pp. 49~62.
- Dean Jr, R. C., 1971, "On the Unresolved Fluid Dynamics of the Centrifugal Compressor," *ASME Advanced Centrifugal Compressors*, pp. 1~55.
- Eckardt, D., 1975, "Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller," *Trans. ASME, J. Engng for Power*, Vol. 97, pp. 337~346.
- Eckardt, D., 1980, "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers. Part I: Flow Measurements using a Laser Velocimeter," *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 77~86.
- Japikse, D., 1985, "Assessment of Single- and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors.

- Studies in Component Performance: Part 3," ASME Paper 85-GT-73, pp. 1~13.
- (7) Japikse, D., 1996, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts ETI.
- (8) Japikse, D., 1987, "A Critical Evaluation of Three Centrifugal Compressors with Pedigree Data Sets: Part 5-Studies in Component Performance," *Trans. ASME, J. Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 1~9.
- (9) Came, P. M. and Herbert, M. V., 1980, "Design and Experimental Performance of Some High Pressure Ratio Centrifugal Compressors," AGARD CP-282, pp. 15.1~15.29.
- (10) Schumann, L. F., Clark, D. A. and Wood, J. R., 1987, "Effect of Area Ratio on the Performance of a 5.5:1 Pressure Ratio Centrifugal Impeller," *Trans. ASME, J. Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 10~19.
- (11) 오형우, 윤외수, 정명균, 1997, "원심 압축기의 성능 예측 및 손실 해석," 대한기계학회 논문집(B), 제 21 권, 제 6 호, pp. 804~812.
- (12) Rohne, K. H. and Banzhaf, M., 1991, "Investigation of the Flow at the Exit of an Unshrouded Centrifugal Impeller and Comparison with the "Classical" Jet-Wake Theory," *Trans. ASME, J. Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 654~659.
- (13) Whitfield, A., 1974, "Slip Factor of a Centrifugal Compressor and Its Variation with Flow Rate," *Proc. Instn Mech. Engrs, Thermodynamics and Fluid Mechanics Group, Fluid Machinery Group*, Vol. 188, pp. 415~421.
- (14) Whitfield, A. and Wallace, F. J., 1975, "Performance Prediction for Automotive Turbo-charger Compressors," *Proc. Instn Mech. Engrs, Combustion Engines Group*, Vol. 189, pp. 557~565.
- (15) Japikse, D. and Goebel, J., 1980, "Turbocharger Compressor Performance Evaluation and Critical Flow Field Measurements," SAE Paper 790315, pp. 1084~1103.
- (16) Japikse, D., 1982, "Advanced Diffusion Levels in Turbocharger Compressors and Component matching," *Proc. Instn Mech. Engrs*, Paper C45/82, pp. 143~155.
- (17) Stanitz, J. D., 1952, "Some Theoretical Aerodynamic Investigations of Impellers in Radial- and Mixed-Flow Centrifugal Compressors," *Trans. ASME*, Vol. 74, pp. 473~497.