

〈논 문〉

원심회전차 내부유동장에 관한 수치해석적 연구

김성원* · 조강래**

(1995년 9월 5일 접수)

Numerical Study on Flows within an Shrouded Centrifugal Impeller Passage

Seong-Won Kim and Kang-Rae Cho

Key Words : Shrouded Centrifugal Impeller(밀폐형 원심회전차), Radial Vane(반경형 깃), Wake-Jet(후류-제트), Secondary Flow(2차 유동), 3-Dimensional Turbulent Flow(3차원 난류유동), Standard k-ε Model(표준 k-ε 모델)

Abstract

The flow analysis method which had been developed for the numerical calculation of 3-dimensional, incompressible and turbulent flow within an axial compressor was extended to the flow field within centrifugal impeller. In this method based on the SIMPLE (Semi Implicit Method Pressure Linked Equations) algorithm, the coordinate transformation was adopted and the standard k-ε model using wall function was used for turbulent flow analysis. The calculated flow fields have agreed very well with measurement results. Especially, 3-dimensional and viscous flow characteristics including secondary flows, jet-wake flow and decreased pressure rise along impeller passage, which can't be predicted by inviscid Q3D calculation were predicted very reasonably.

기호설명

b : 깃의 높이
 W : 상대속도
 C : 절대속도
 u_i : 직교좌표계 속도
 D_j^+ : 형상계수
 U_i : 반변속도
 J : 야코비안
 x_i : 직교좌표계
 k : 난류운동에너지
 ξ_i : 곡선좌표계
 p : 정압
 Γ : 확산계수

p^* : 회전총압, $p^* = p + (1/2) \rho W^2 - (1/2) \rho r^2 \omega^2$
 ϵ : 난류운동에너지 소멸률
 P^* : 무차원 회전총압, 식 (8)
 α : 미끄럼계수, 식 (10)
 Q : 유량
 μ : 점성계수
 r : 반경
 ρ : 공기밀도
 S : 전연으로부터 반경방향거리
 φ : 유량계수, $\varphi = Q / (2\pi r_2 b_2 U_2)$
 S_h : 전연과 후연간의 반경방향거리
 ϕ : 종속변수
 S_φ : 소스항
 Ψ : 정압계수, 식 (9)
 U : 회전차의 주속도
 ω : 회전차의 회전각속도

*회원, 중소기업진흥공단 기계지도실

**회원, 연세대학교 기계공학과

하첨자

- ps : 압력면측
- ss : 부압면측
- 1 : 회전차 입구의 기준점
- 2 : 회전차 출구

1. 서 론

원심형 회전차 내부의 유동은 3차원 압축성 난류 점성유동이다. 이러한 회전차 내부의 유동현상을 상세하고 정확하게 이해하는 것은 원심형 터보기계의 성능예측과 설계개선을 위해 필수적이다. 그래서 원심형 회전차 유로내부의 유동장에 대한 다양한 유동해석 방법이 연구되어 왔다. 이들 유동해석 방법은 크게 비점성유동 해석방법과 점성유동 해석방법으로 구분된다. 전자의 방법 중 특히 비점성 준3차원 계산방법^(1,2)은 짧은 계산시간과 적은 계산용량으로 점성영향이 작은 유동장의 경우에 한해 익면 및 유로내 압력분포를 비교적 잘 예측할 수 있다. 그러나 이 계산은 비점성과 준3차원이라는 한계로 인해 회전차 성능 및 단효율의 저하에 직접적인 영향을 미치는 유동박리, 2차유동, 후류-제트 유동 등의 형성을 올바르게 예측할 수 없다. 이에 반해 점성유동 해석방법 특히 3차원 점성유동 해석방법은 비점성 해석방법에서의 제한을 모두 배제하고, 회전차내의 유동장을 보다 실제적이며 합리적으로 예측할 수 있다. 즉 익면 경계층, 유로의 자오면 곡률 및 유로의 회전효과에 따른 2차유동의 생성과 소멸, 후류의 확대, 제트유동의 이동과 이들 상호간의 관계 등 복합적인 유동구조의 해석이 가능하다. 따라서 최근에는 완전3차원 유동해석방법을 채택하고 여기에 난류모델을 도입하여 원심회전차 내부유동장을 수치계산으로 해석하는 연구가 많이 이루어지고 있다. Moore 등⁽³⁾은 부분포물선형 해석방법(PPNS)에 혼합거리(mixing length) 난류모델을 도입하여 원심회전차 내부유동장을 계산하였고, Fagan 등⁽⁴⁾도 부분포물선형 해석방법을 이용하면서 난류유동 해석에는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 도입한 연구결과를 제시한 바 있다. 그러나 부분포물선형 해석방법은 회전차가 설계점 부근에서 운전될 경우에 한해서만 타당한 결과를 제시하는 한계를 갖는다. 이와 같은 부분포물선형 해석방법의 단점을 보완하기 위해서는 타원형 해석방법이 요구된다. 이에 Casey 등⁽⁵⁾과 Hah 등⁽⁶⁾은 비설계점, 즉

넓은 운전범위에서 운전되는 원심회전차 내부유동장에 대해 타원형 해석방법을 채택하고 난류모델에는 각각 혼합거리모델과 저레이놀즈수(low Reynolds number) $k-\epsilon$ 모델을 이용하여 유동계산한 바 있다.

본 연구에서는 본 연구자들에 의해 실험치가 제시되어 있는 밀폐형 원심회전차⁽⁷⁾에 대해 타원형 점성유동해석 방법⁽⁸⁾ 즉, SIMPLE 알고리즘⁽⁹⁾과 좌표변환함수⁽¹⁰⁾ 및 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하여 3차원 난류 유동계산을 실시하고 그 계산결과를 실험결과와 비교 검토함으로써, 본 해석방법의 타당성 및 표준 $k-\epsilon$ 모델의 유효성을 검증한다.

2. 이 론

2.1 지배 방정식

정상상태 난류유동에 대해 시간평균한 연속방정식과 운동량방정식은 직교좌표계에서 각각 다음과 같은 텐서형태로 표시된다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

운동량방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] \\ & - 2\rho e_{ijk} \omega_j u_k - \rho(\omega_m x_m \omega_i \\ & - \omega_n \omega_n x_i) \end{aligned} \tag{2}$$

여기서 u_i 는 평균속도이고, u_i' 은 변동속도 성분이다. 식 (2)의 우변에는 회전좌표계상에서 고려되는 코리올리힘과 원심력항이 포함되어 있다. 그리고 $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ 항은 난류확산을 나타내는 레이놀즈응력항으로서, 본 연구에서는 벽함수를 사용하는 표준 $k-\epsilon$ 모델에 의해 계산되었다. 여기서 난류운동에너지방정식 및 난류운동에너지 소멸률방정식은 다음과 같다.

$k-\epsilon$ 방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right. \\ & \left. + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon \end{aligned} \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right]$$

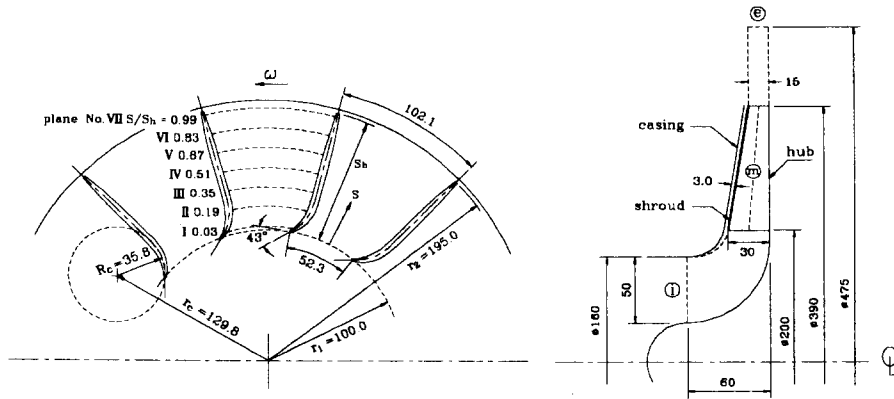


Fig. 1 Configurations of impeller

$$+ C_1 \mu_i \frac{\epsilon}{k} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (4)$$

단, $C_\mu=0.09$, $C_1=1.44$, $C_2=1.92$

$$\sigma_k=1.0, \sigma_\epsilon=1.3 \quad (5)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

2.2 수치해석방법

본 계산은 경계면밀착 좌표계에서 수행되었으며, 경계면밀착 좌표계상에서의 지배방정식은 변환함수 $\xi_i = \xi_i(x_j)$ 의 도입에 의해 다음과 같이 제시된다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi_i} (\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[\frac{\Gamma_\phi}{J} \left(D_j \frac{\partial \phi}{\partial \xi_j} \right) \right] + JS_\phi \quad (7)$$

위 식에서의 종속변수들은 직교좌표계의 속도성분들이다. 격자계는 비엇갈림격자계를 사용하고 모든 종속변수들은 동일한 검사체적의 중심에서 평가하였다. 검사체적 중심에서 각 직교좌표방향으로 나타나는 속도성분에 대한 운동량방정식은 좌표변환함수와 운동량보간방법⁽¹⁰⁾을 통해 검사체적면상에서의 반변속도성분에 대한 운동량방정식으로 변환된다.

대류-확산항은 2차 정확도를 갖는 SOUCUP Scheme⁽¹⁰⁾을 사용하여 처리하였다. 이산화된 지배방정식에 대한 해는 TDMA⁽¹⁰⁾에 의해 구하였고, 주기경계면에서의 해는 cyclic TDMA에 의해 구하였다. 수렴판정은 질량유량의 변화량인 $error_m$ 과 각 운동량방정식 및 $k-\epsilon$ 방정식에서 계산되는 잔류량의 변화량 $error_\phi$ 가 모두 10^{-5} 보다 작을 때 수

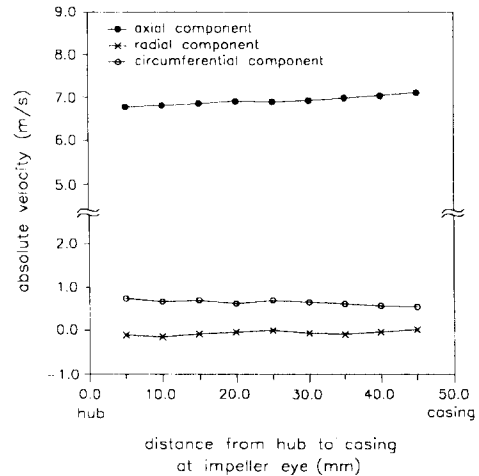


Fig. 2 Absolute velocities at impeller eye

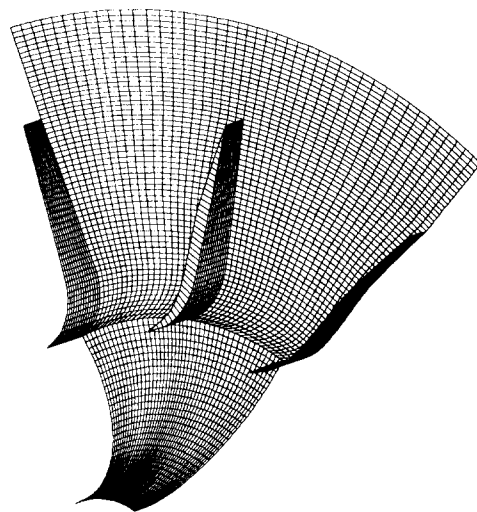


Fig. 3 Configuration of 3-dimensional grids

럼된 것으로 하였다.

2.3 경계조건 및 격자계

원심회전차(Fig. 1 참조) 내부유동영역에서의 경계조건은 입구, 출구, 벽면 경계조건 및 주기성경계조건으로 구성된다. 입구경계면(Fig. 1의 ㉠)에서의 유입속도는 실험결과(Fig. 2 참조)에서 얻은 유속분포를 근거로 하여, 축방향 성분만을 갖는 균일유속이라고 하였다. 출구경계면(Fig. 1의 ㉡)에서의 모든 종속변수들은 출구경계면 직전의 격자에서의 값으로부터 외삽하여 주었다. 주기경계면은 입구경계면으로부터 전연(leading edge)까지의 부분과 후연(trailing edge)에서 출구경계면까지의 두 부분에 존재하며, 깃수가 12개인 동일한 주기점에서의 유동변수(u, v, w, p 등)의 값들은 같다고 한다. 벽경계면에서는 점착조건(no-slip condition)이 적용되고, 벽근처에서 속도와 난류량의 구배 산출에는 벽함수가 적용되었다.

유동계산에 사용된 격자계는 벽함수를 이용함을 고려하여 Fig. 3에 도시된 바와 같이 유동방향으로 96개, 깃과 깃 사이에는 24개, 허브와 슈라우드 사이에는 16개의 격자를 배치하였다.

깃의 두께분포는 유동계산결과에 매우 민감하게 영향을 미치는 인자로서, 계산대상이 된 실험용 회전차의 반경방향으로의 깃의 두께분포가 Table 1에 제시되어 있다. 다만 계산의 편의를 위하여 전연과 후연의 깃두께는 실제치수(전연: 1.5mm, 후연: 1.6mm)와는 달리 0으로 하였으며, 그 결과 후연의 직전인 VII번 준직교면 위치에서의 깃두께도 실제치수(2mm)보다는 약간 작은 0.9mm로 되어 있다. 회전차의 회전속도는 700rpm로 계산하였다.

Table 1 Distribution of blade thickness

Radius(mm)	Thickness(mm)
100.0 (leading edge)	0.0
102.9 (plane I)	2.0
118.3 (plane II)	3.9
133.5 (plane III)	5.9
148.6 (plane IV)	6.5
163.8 (plane V)	6.1
178.9 (plane VI)	4.1
194.1 (plane VII)	0.9
195.0 (trailing edge)	0.0

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 실험치가 제시되어 있는 원심회전차⁽⁷⁾에 대해 내부유동조건을 3차원, 정상, 비압축성, 난류 점성유동이라고 가정할 수 있으므로 이와 같은 조건하에서 유동계산을 수행하였다.

계산에는 PC(486-DX II)를 이용하였으며, 1회 반복계산에는 평균적으로 80초가 소요되었고, 수렴되기까지의 계산반복횟수는 약 1000번 정도였다.

3.1 준직교면에서의 주유동, 2차유동 및 회전총압 분포

Fig. 4-1, Fig. 5-1 및 Fig. 6-1은 유동계산 결과 중에서 회전차 입구(준직교면 I), 유로중간(준직교면 IV) 및 출구영역(준직교면 VII)의 3개면의 결과를 제시한 것이다. 한편 같은 그림번호의 Fig. 4-2, Fig. 5-2 및 Fig. 6-2에는 실험에 의해 측정된 결과⁽⁷⁾가 제시되어 있다. 여기에 제시된 그림들은 반경위치에 관계 없이 7개 준직교면들의 가로길이를 일정하게 유지하고, 세로길이는 실제의 가로·세로비율과 같아지도록 축소되어 있다.

Fig. 4~Fig. 6의 그림(a)들은 준직교면(유로의 원주단면)에서 나타나는 주유동의 상대속도 W_m 의 등속도선 분포를 나타낸다. 주유동은 깃의 캠버선(camber line)을 따르는 상대속도 성분을 의미한다.

그림(b)들은 2차유동 속도벡터 W_s 을 표시한 것이며, 2차유동은 주유동과 직교하는 속도성분을 의미한다. 실험결과에서는 문헌(7)에서 설명된 대로 유로곡률효과에 의한 2차유동은 (A)로, 유로회전효과에 의한 2차유동은 (B)로 표시하였다.

그림(c)들은 준직교면에서의 유동손실정도를 나타내는 무차원 회전총압 P^* 의 분포이다. P^* 는 식(8)과 같이 정의되며, 여기서, p_{max}^* 과 p_{min}^* 은 각각 계산결과로부터 얻은 유동영역내 회전총압의 최대치와 최소치이다. 따라서 손실이 없는 곳에서의 P^* 는 1이 된다.

$$P^* = \frac{p^* - p_{min}^*}{p_{max}^* - p_{min}^*} \quad (8)$$

3.1.1 Plane I

Fig. 4(a)~(c)는 회전차 입구 직후($S/S_n=0.03$)인 I번 준직교면에서의 주유동 속도분포, 2차유동

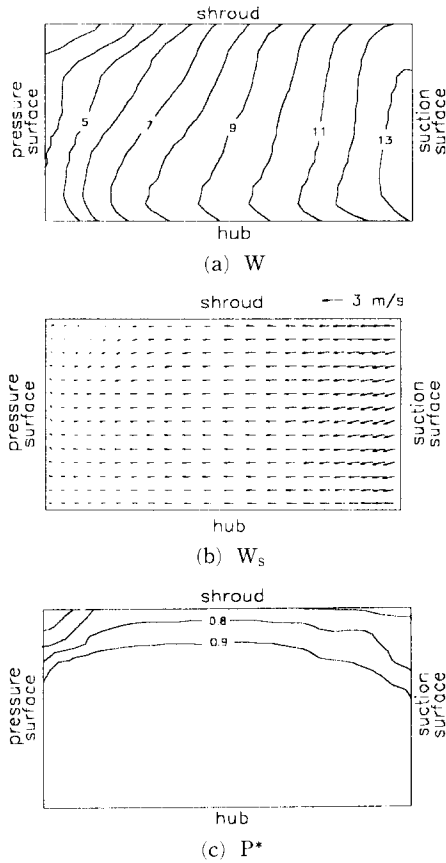


Fig. 4-1 Calculated flow patterns at Plane I

속도벡터 및 무차원 회전총압분포를 실험결과와 비교하여 나타낸 그림들이다.

Fig. 4-1(c)의 무차원 회전총압 분포에서는 축방향에서 반경방향으로의 급격한 유로방향변화로 인해 나타나는 슈라우드 전면에서의 손실($P^* < 0.9$ 의 영역)이 뚜렷이 보이고 있으며, 이는 Fig. 4-2(c)의 실험결과와 유사한 분포임을 알 수 있다.

Fig. 4-1(a)의 주유동속도 분포에서도 전반적으로 부압면에서 압력면 쪽으로 향하는 비교적 균일한 구배가 실험결과와 근사하게 계산되었으나, 실험치에 비하여 주유동의 최고속도 부분이 허브 쪽으로 치우치는 경향을 보인다. 이는 90° 곡관 내부 유동 계산에 SOUCUP Scheme 을 사용할 경우, 곡관 외벽부근의 속도를 실험치보다 과도하게 예측한다는 문헌⁽¹⁰⁾의 결과와 부합되는 내용이다. 그러나 이러한 약간의 오차는 이후의 후방유동장 예측에 있어서는 큰 영향을 미치지 않는 것으로 생각된다.

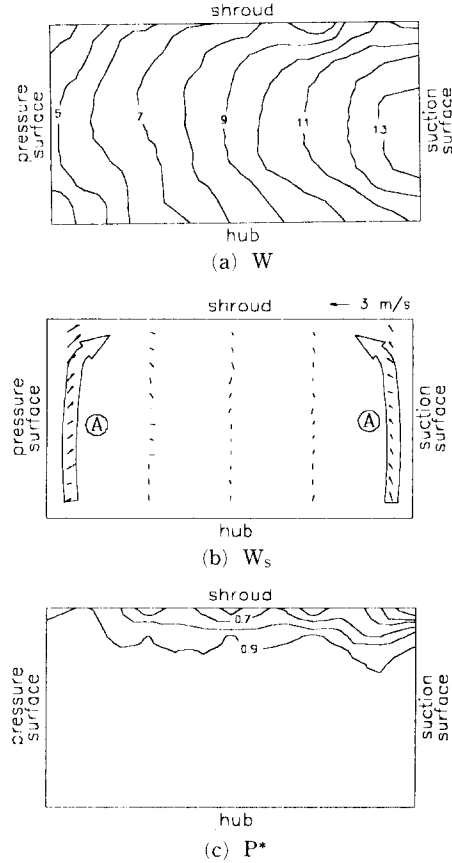


Fig. 4-2 Measured flow patterns at Plane I⁽⁷⁾

다.

Fig. 4-1(b)의 수치계산에 의한 2차유동 속도분포에서는 실험결과와는 달리 유로의 자오면 곡률효과에 의해 양익면을 따라 허브에서 슈라우드 쪽으로 향하는 2차유동(A)이 거의 형성되지 않고 있다. 이는 위에서 언급된 바와 같이 허브측 상대속도의 과대예측으로 인해 슈라우드에서 허브 쪽으로 향하는 원심력에 의한 압력구배가 작아진 때문이라고 설명될 수 있다.

3.1.2 Plane IV

Fig. 5(a)~(c)는 회전차 입구에서 출구 사이의 중간위치($S/S_h=0.51$)인 IV번 준직교면에서의 결과들이다.

Fig. 5-1(c)는 회전총압 분포를 나타내고 있다. 이 그림에서 볼 수 있는 부압면측에서의 후류영역 확대는 Fig. 5-2(c)의 실험결과와 유사하게 계산되

고 있다. 그러나 부압면측 후류영역에서의 손실정도, 즉 P^* 의 최소치가 실험치에 비해 적게 예측되고 있으며, 그 결과 Fig. 5-1(a)의 수치계산에 의한 주유동속도 분포에서 볼 수 있듯이 부압면의 후

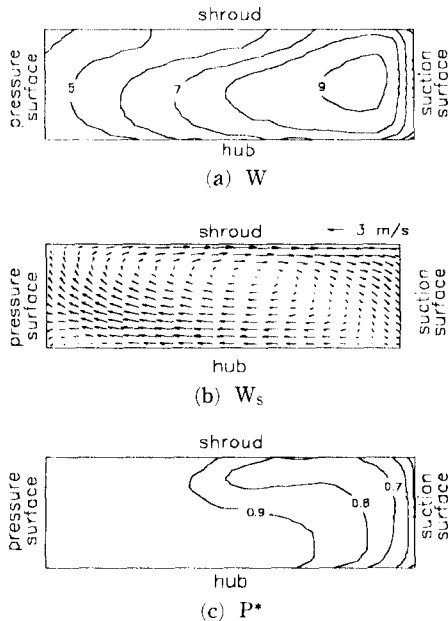


Fig. 5-1 Calculated flow patterns at Plane IV

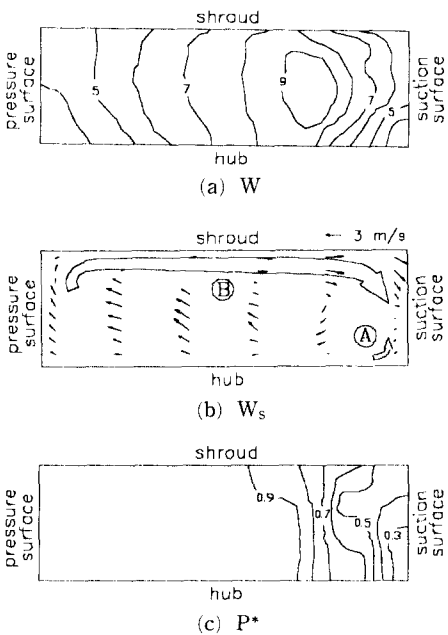


Fig. 5-2 Measured flow patterns at Plane IV⁽⁷⁾

류에 의해 부압면으로부터 유로중앙부 쪽으로 밀려난 제트유동의 중심이 실험결과에 비해 부압면에 가깝게 위치하고 있다.

Fig. 5-1(b)는 수치계산에 의한 2차유동 속도분포를 나타내는데 유로회전효율에 의해 슈라우드면을 따라 부압면 쪽으로 향하는 2차유동(B)의 형성이 실험결과(Fig. 5-2(b))와 유사하게 예측되고 있다. 이러한 2차유동 (B)는, 저자들의 연구에 의한 문헌 (7)의 실험결과에서 설명된대로 1번 준직교면에서 슈라우드면에 위치하던 저에너지 유체들을 부압면 쪽으로 밀어내어 후류영역을 확대시키는 작용을 하는 것으로 생각된다.

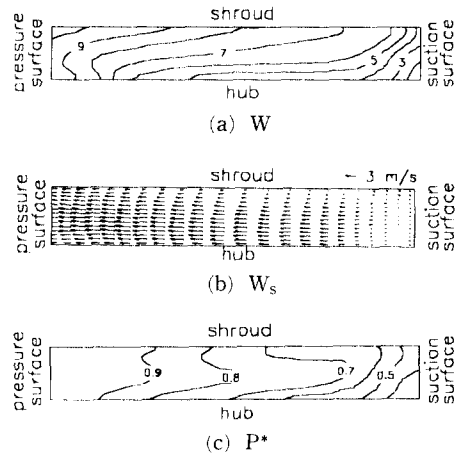


Fig. 6-1 Calculated flow patterns at Plane VII

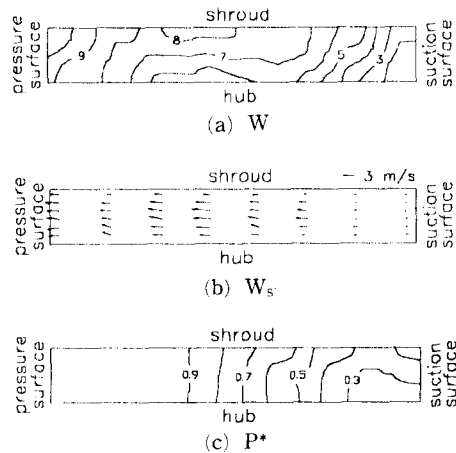


Fig. 6-2 Measured flow patterns at Plane VII⁽⁷⁾

3.1.3 Plane VII

Fig. 6(a)~(c)는 $S/S_h=0.99$ 의 회전차 출구직 전인 VII번 준직교면에서의 결과이다.

Fig. 6-1(b)의 수치계산에 의한 2차유동 속도분포에서는 미끄럼속도가 크게 나타나면서 준직교면 전체에 걸쳐 부압면 쪽에서 압력면 쪽으로 향하는 강한 유동이 형성되고, 또한 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)가 소멸됨을 보이고 있다. 이 또한 Fig. 6-2(b)의 실험결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 6-1(c)의 회전총압 분포에서도 부압면과 허브면의 구석을 중심으로 후류영역이 압력면측으로 넓게 확대되어 있음이 실험결과와 유사하게 잘 예측되고 있다. 이러한 후류영역의 확대로 인해 Fig. 6-1(a)의 주유동속도 분포에서 알 수 있는, 압력면측에서의 제트유동이 매우 강하게 형성되고 있다. 이와 같은 제트유동 중심부의 위치 및 크기는 Fig. 6-2(a)의 실험결과와 매우 유사하다.

Fig. 7은 VII번 준직교면 위치, 즉 회전차 출구영역에서 주유동속도 분포를 실험에 의해 측정된 결과와 비점성 준3차원계산에 의해 계산된 결과 및 본 연구의 난류유동 계산결과들을 3차원적으로 나타낸 것이다. Fig. 7(a)의 실험결과와 Fig. 7(c)의 본 계산결과에서 주유동속도는 부압면측에서 최소, 압력면측에서 최대가 되는 큰 속도차를 보이고 있으며, 속도분포의 전체적인 모습도 상당히 유사하다. 이와 같은 속도분포의 형성은 위에서 설명된 부압면측의 후류영역에서의 속도감소와 압력면측에서의 제트유동의 형성에 의한 것이다. 그러나 Fig. 7(b)에 제시된 비점성 계산결과에 의한 속도분포에서는 점성이 고려된 Fig. 7(c)의 계산결과나 Fig. 7(a)의 실험결과와는 상당한 차이를 보이고 있다.

3.2 익면정압분포 및 유로내의 정압분포

Fig. 8에는 본 난류유동 계산에서 얻어진 것의 중간높이(Fig. 1의 ㉓)에서의 압력면과 부압면상의 익면정압 p_{ps} 와 p_{ss} 를 식 (9)에 따라 무차원화된 정압계수 Ψ_{ps} 와 Ψ_{ss} 의 분포 및 양 익면 사이의 정압계수의 차이, 즉 무차원 익면압력차 $\Delta\Psi = \Psi_{ps} - \Psi_{ss}$ 의 분포가 실험결과 및 비점성 준3차원 계산결과와 함께 제시되어 있다.

$$\Psi = \frac{p - p_1}{(1/2)\rho U_2^2} \quad (9)$$

그림에서 알 수 있듯이 점성영향이 비교적 적은

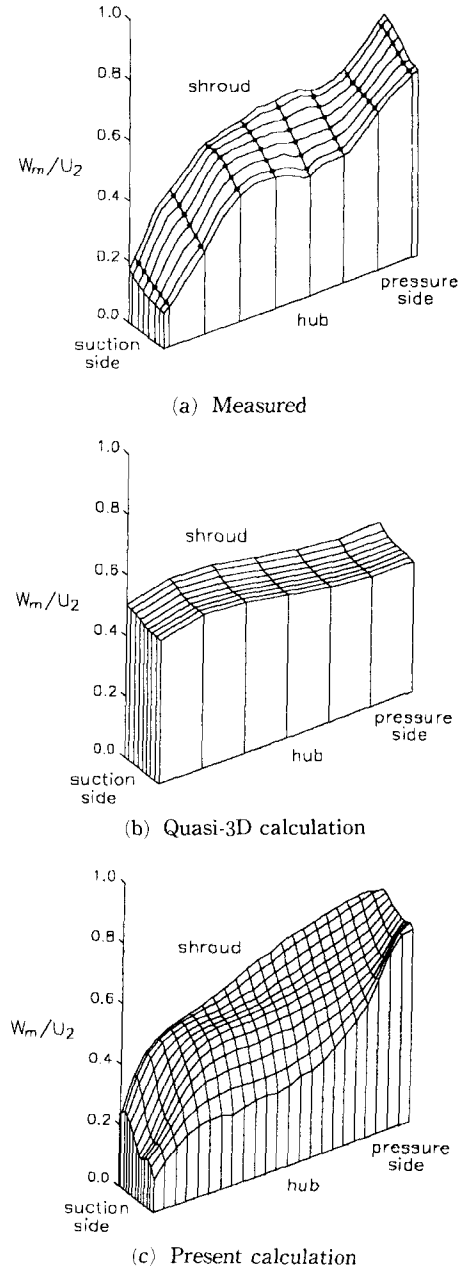


Fig. 7 Meridional velocity distributions at impeller exit

유로전반부에서는 비점성 계산결과 및 본 연구에 의한 점성난류 계산결과가 모두 실험결과와 잘 일치하고 있다. 그러나 유로중반이후에서는 비점성 계산의 경우 앞서 IV번, VII번 준직교면 유동에서 설명된 바 있는 후류의 형성과 제트의 이동 등으로

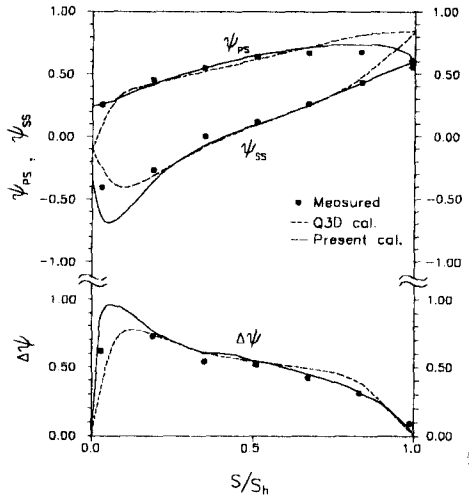


Fig. 8 Distributions of static pressure coefficients and its differences on the mean blade height along meridional flow passage

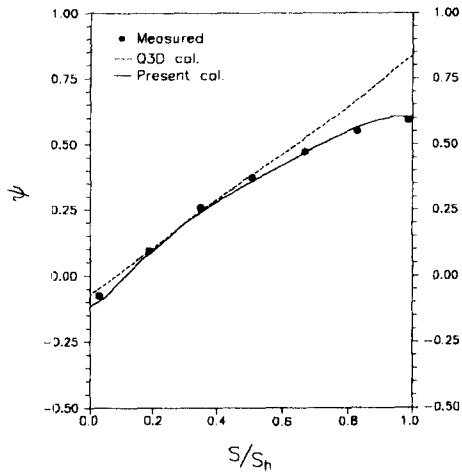


Fig. 9 Mass averaged static pressure coefficient distribution along meridional flow passage

인한 양익면에서의 정압상승 분화를 올바르게 평가하지 못하고 있다. 반면에 본 연구의 계산결과는 후류와 제트의 형성 등의 점성효과가 모두 실험결과와 근사하게 예측되고 있으므로, 익면 정압분포도 실험결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 9 에는 각 준직교면위치에서의 정압 p 를 유량평균한 후, 식 (9)에 따라 무차원화된 정압계수가 자오면 통로에 따라 제시되어 있으며, 실험결과 및 비점성 준3차원 계산결과와 비교되어 있다. 회전차 입구($S/S_h=0.0$)에서 IV번 준직교면($S/S_h=$

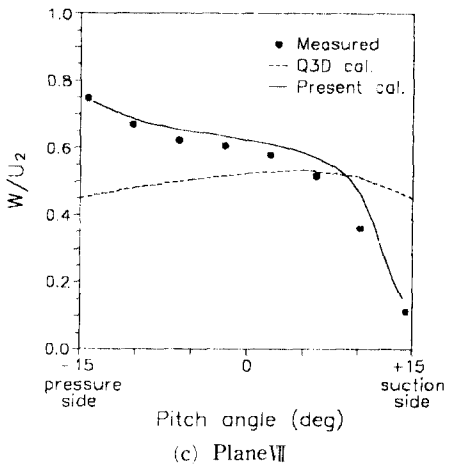
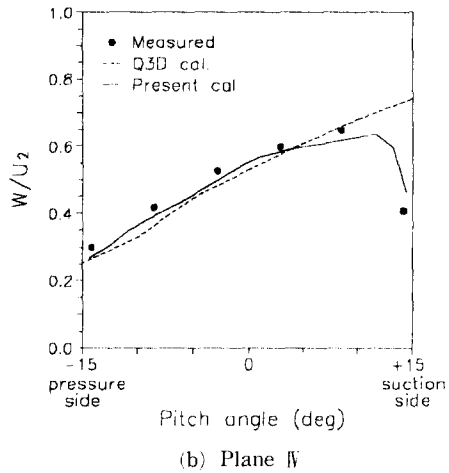
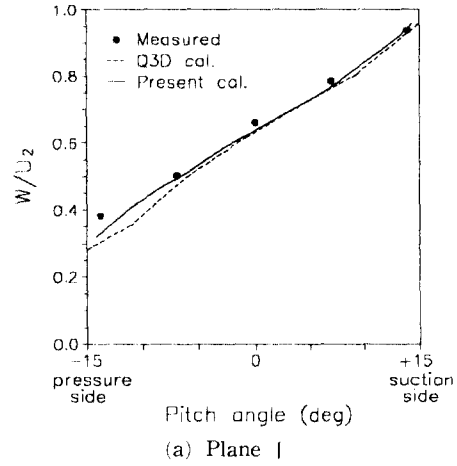


Fig. 10 Relative velocity profiles on the mean B-B stream surface

Table 2 Comparison of mass averaged slip factor

	Slip factor x	Definition or formulas for radial vane ($\beta_2=90^\circ$)
Measurement ⁽⁷⁾	0.82	$1 - \frac{W_U}{U_2}$
Quasi-3D cal.	0.82	
Present cal.	0.82	
Wiesner	0.83	$1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}$
Stanitz	0.84	$1 - \frac{0.63\pi/z}{1 - (C_{2r}/U_2) \cot \beta_2}$
Stodola	0.75	$1 - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{z}\right)$

0.51)까지는 비점성 계산결과와 본 계산결과는 공히 실험치와 잘 일치하고 있다. 그러나 Fig. 8에서 설명한 바와 같이 V번 준직교면($S/S_h=0.67$)부터 출구 사이에서의 정압상승의 둔화는 본 계산의 경우가 보다 잘 예측되고 있다.

3.3 중간 B-B 유면상에서의 상대속도분포

Fig. 10은 본 계산결과에서 I, IV 및 VII번 준직교면위치에서 깃의 중간높이(Fig. 1의 ⊙)에서의 압력면과 부압면 사이, 즉 중간 B-B(blade-to-blade) 유면상에서의 상대속도분포를 실험결과 및 준3차원 비점성 계산결과와 비교한 것이다.

점성영향이 비교적 작을 것으로 생각되는 회전차입구의 I번 준직교면 위치에서는 본 계산결과와 비점성 계산결과가 모두 실험치와 잘 일치하고 있다. 그러나 IV번 준직교면에서는 부압면측에서의 후류성장으로 인한 속도감소가 나타나고 있고, VII번 준직교면에서는 후류의 확대와 제트의 이동에 의해 부압면과 압력면에서의 상대속도의 크기가 역전되는 현상이 나타나고 있으며, 본 연구에 의한 이들의 계산결과는 실험결과와 잘 일치하고 있다.

3.4 미끄럼계수

Table 2에는 회전차 출구인 VII번 준직교면위치에서 유량평균된 미끄럼계수 x 가 실험결과와 비점성 준3차원 계산결과 몇가지 경험식과 비교되어 있다. 여기서 반경형 깃에 대한 미끄럼계수 x 는 다음의 식 (10)과 같이 정의된다.

$$x = 1 - \frac{W_U}{U_2} \quad (10)$$

표에서 알 수 있듯이, 본 연구에서 수치계산된 유량평균 미끄럼계수 x 는 실험결과와 Stodola의 경험식을 제외한 다른 경험식들과 비교적 잘 일치하고 있다. 또 본 연구의 경우 비점성의 준3차원 계산 결과와도 잘 일치하고 있으나 점성의 영향에 대하여는 앞으로의 계산사태연구에 의해 검토되어야 할 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 SIMPLE 알고리즘을 기초로 하고 좌표변환함수 및 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 도입한 3차원, 정상, 비압축성, 난류점성 유동계산방법을 실험치가 제시되어 있는 밀폐형 원심회전차에 적용하였다. 그 계산결과를 실험결과 및 비점성 준3차원 계산결과와 비교, 검토함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 유동계산에 의해 비점성 준3차원 계산으로는 전혀 평가할 수 없었던 2차유동, 후류의 형성과 확대 및 제트유동의 이동 등에 대하여 실험치에 근접한 결과를 얻을 수 있었다.
- (2) 양 익면에서의 정압분포 및 회전차 유로내 정압상승은 실험치와 상당히 잘 일치하였으며, 특히 점성효과가 크게 나타나는 유로 중반이후에서는 비점성계산 결과에 비해 합리적인 결과를 보였다.
- (3) 유동방향이 축방향에서 반경방향으로 급격하게 변화하는 회전차 입구부분에서 허브측의 속도가 실험치보다 크게 나타났으며, 그 결과 유로곡률효과에 의한 2차유동 (A)를 제대로 예측하지 못하였

다. 이 점은 앞으로의 연구에서 검토되어야 한다고 생각된다.

(4) 출구에서의 속도분포는 비점성계산결과와 본 연구에 의한 점성난류 유동계산결과가 매우 다른 양상을 보였으나, 유량평균 미끄럼계수 x 에는 거의 차이가 없었다.

후 기

이 논문은 '95년도 연세대학교 학술연구비에 의해 이루어진 것으로 관계기관에 심심한 사의를 표합니다.

참고문헌

- (1) Wu Chung-Hua, 1952, "A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed Flow Types," *NACA TN 2604*.
- (2) 오종식, 1992, "터보기계 회전차내부 준3차원 아음속 유동과 천이음속 유동의 수치해석에 관한 연구," 연세대학교 기계공학과 대학원 박사학위 논문.
- (3) Moore, J., Moore, J. G. and Timmis, P. H., 1984, "Performance Evaluation of centrifugal Compressor Impellers Using Three-Dimensional Viscous Flow Calculations," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 475~481.
- (4) Fagan, J. R. and Fleeter, S., 1991, "Impeller Flow Field Measurement and Analysis," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 670~679.
- (5) Casey, M. V., Dalbert, P. and Roth, P., 1992, "The Use of 3D Viscous Flow Calculations in the Design and Analysis of Industrial Centrifugal Compressors," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 27~37.
- (6) Hah, C., Bryans, A. C., Moussa, Z. and Tomsho, M. E., 1988, "Application of Viscous Flow Computations for the Aerodynamic Performance of a Backward Impeller at Various Operating conditions," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, pp. 303~311.
- (7) 조강래, 김성원, 1995, "밀폐형 원심회전차의 내부유동장에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 1995, 추계학술대회 논문집
- (8) 노수혁, 1994, "SIMPLE 알고리즘을 이용한 축류터보기계 3차원 난류유동해석," 연세대학교 기계공학과 대학원 석사학위논문.
- (9) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, DC.
- (10) Peric M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three Dimensional Fluid Flow in Complex Duct," Ph. D. Thesis, University of London.