

원심압축기용 베인 디퓨저 내부유동의 수치해석 및 성능평가

최윤호** · 감신형* · 이장춘***
(1999년 2월 27일 접수)

Performance Evaluation and Numerical Calculation of Flows through a Vaned Diffuser for Centrifugal Compressor

Yun-Ho Choi, Shin-Hyoung Kang and Jang-Chun Lee

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Numerical Calculation(수치해석), Vaned Diffuser (베인 디퓨저)

Abstract

A three dimensional compressible Navier-Stokes code is developed to analyze flowfields and performance of a vaned diffuser in a centrifugal compressor. It employs scalar implicit approximate factorization, finite volume formulation, second order upwind differencing and a two-equation $q-\omega$ turbulence model based on the integration to the wall. Pressure recovery and loss coefficients of a vaned diffuser are evaluated using a developed computer code. The simulated three dimensional flows show how through flow structure affects pressure recovery performance and loss coefficients of a vane for design and off-design inlet flow angles. Development of complex three dimensional flow over the inlet region and leading edge are very influential to the overall flow and performance.

기호설명

C_p	: 압력회복계수
D	: 벽 소산합수
E	: 단위 체적당 전에너지
F, G, H	: 비점성 및 점성 플럭스 벡터
K	: 손실계수
u, v, w	: x, y, z 방향의 속도 성분
U	: 종속변수 벡터
P	: 난류에너지 생성율
q	: 난류 운동에너지 ($=\sqrt{k}$)
r_i	: 반경 방향의 위치
S	: 생성항 벡터
A_t, A_n, A_r	: 플럭스 벡터의 eigenvalue

S_t, S_n, S_r	: eigenvector matrix
ω	: 난류성분 ($=\epsilon/k$)

1. 서론

발전용 가스터빈, 공기 및 각종 가스압축기, 터보차저, 헬리콥터 엔진용 터보엔진 등 많은 산업 및 동력기계에서 단단 또는 다단 원심압축기가 다양하게 채택되고 있다. 이는 내구성과 신뢰성이 높으며, 제작이 용이하고 가격이 저렴하기 때문이다. 실제로 압축기에서 실현되는 압력의 60% 정도는 임펠러에서 얻어지는데, 임펠러를 나오는 유체는 높은 속도를 가지며 압축기에 전달되는 에너지의 30%~40%를 운동에너지 상태로 보유하고 있다. 그러므로 높은 압력비와 효율을 얻으려면 이 고속의 유체를 감속시켜 정압으로 회복시켜야 하는데, 이것이 디퓨저의 역할이다.

* 회원, 서울대학교 기계공학과
** 회원, 아주대학교 기계공학과
*** 아주대학교 대학원 기계공학과

특히 디퓨저는 이러한 압력회복 기능의 관점에서 뿐만 아니라 실제로 전체 압축기의 운전영역에 결정적인 영향을 미치기 때문에 임펠러와 화합된 적절한 디퓨저를 설계하여 설치하는 것이 매우 중요하다.

디퓨저는 크게 베인레스 디퓨저와 베인 디퓨저로 나눌 수 있다. 통상 베인레스 디퓨저는 운전영역이 넓지만 압력회복이 낮으며, 베인 디퓨저는 운전영역이 좁고 구조가 복잡하지만 설계점에서 압력회복이 상대적으로 높다. 베인 디퓨저에는 여러 가지 종류가 있으나, 흔히 채널 디퓨저와 캐스케이드 디퓨저가 사용된다. 채널 디퓨저는 캐스케이드 디퓨저에 비해 일반적으로 압력회복이 높으나 운전영역이 좁다. 캐스케이드 디퓨저는 디퓨저 베인으로 얇은 판이나, 익형 또는 원호 베인을 쓰기도 한다. 일반적으로 캐스케이드 디퓨저는 출구 반경이 작게되는 잇점이 있어서 많은 압축기에서 채택되고 있다. 또한 최근에는 낮은 소리디티 베인 디퓨저 (Low Solidity Vaned Diffuser; LSVD)에 대한 연구가 다양하게 수행되고 있다. 압축기에 적용된 LSVD는 Senoo⁽¹⁾에 의해서 제안되었으며 소리디티가 0.9 이하인 경우를 소위 낮은 소리디티(Low Solidity)로 정의하였다. LSVD는 압력회복 성능이 베인레스 디퓨저보다 높을 뿐 아니라 복에서 압력분포나 유동차폐효과가 전체 성능에 미치는 영향이 작아서 운전범위도 베인레스 디퓨저보다 넓을 수 있다고 주장되어 많은 관심을 받고 있다.

그러나 실제로 캐스케이드 디퓨저나 LSVD의 설계법이 아직 정립되지 못하여 항상 시행착오를 거치면서 개발되고 있다. 캐스케이드 디퓨저의 설계는 크게 나누어 익형의 관점에서 설계하는 방법과 채널이라는 관점에서 설계하는 방법이 있다. Smith⁽²⁾는 설계법에 대한 전반적인 리뷰로서 당시의 전반적인 연구개발 수준과 문제점에 관하여 1970년에 발표하였으나 아직도 체계적인 방법이 있지 않다. Pampreen⁽³⁾은 기존의 선형 캐스케이드 이론을 원심압축기의 디퓨저 설계에 사용하여 캐스케이드 디퓨저의 설계방법을 이용하여 기존의 실험데이터가 많은 선형익열을 동각사상법을 통하여 원심압축기의 디퓨저 설계에 사용하여 높은 효율의 디퓨저를 얻을 수 있었고, 설계점 뿐만 아니라 비설계점에서 성능예측이 가능하다고 설명했다. 이제까지 베인 디퓨저의 체계적인

설계가 어려웠던 이유는 반경류 익열에 대한 실험자료가 부족하였고, 벽면의 효과와 유선을 따른 압력구배의 영향이 심하기 때문이었다. 또한 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의하여 임펠러를 나오는 유동이 축방향과 접선방향으로 매우 비균일하기 때문이다. 비균일 유동이 디퓨저 내부에서 혼합되는 현상에 관한 연구는 Senoo⁽⁴⁾, Inoue와 Cumpsty⁽⁵⁾, Dalbert⁽⁶⁾ 등에 의해 수행되었는데, 접선방향 변화는 빠른 속도로 혼합되어 디퓨저의 성능에 큰 영향을 주지 않는 반면, 축방향 변화는 하류로 오래 지속되며 성능에 큰 영향을 준다고 보고하였다. Dalbert⁽⁶⁾는 설계점, 초크점 서지점 근처에서의 베인 디퓨저 유동을 실험하고 비점성 유동과 경계층 계산에 의한 결과와 비교하였다.

Osborne과 Sorokes⁽⁷⁾는 다양한 비속도와 작동유체에 대해 원심식과 사류식 임펠러의 단단 및 단단 압축기에 1열 LSVD를 사용하여 높은 비속도에도 LSVD가 효율과 작동영역 면에서 우수하다는 것을 보여주었다. Sorokes와 Welchs⁽⁸⁾는 소리디티가 0.735인 가변 LSVD를 제작하여 스테저각의 영향과 베인의 앞날 반경에 대한 영향을 연구한 바 있다. Hayami⁽⁹⁾등은 천음속 베인 디퓨저의 성능특성에 대하여 연구하였다.

이와 같이 현재까지 베인디퓨저의 성능 및 유동특성에 대하여 여러가지 실험적 연구결과가 발표되어 있음은 사실이나 아직도 이러한 결과들이 체계적으로 종합되어 설계자료화 되지 못하고 있다. 최근 Dawes⁽¹⁰⁾는 임펠러의 상호작용을 고려한 채널 디퓨저의 비정상 내부유동을 수치해석하여 유동 구조를 발표하였다. 또한 Harada⁽¹¹⁾ 및 Casartelli⁽¹²⁾등은 베인디퓨저의 내부 3차원 유동을 정상유동으로 가정하여 성능과 유동구조를 연구하여 발표하였다. 그러나 임펠러와 디퓨저의 상호작용을 고려한 실제 복잡한 비정상 3차원 유동은 발달된 CFD 기술을 응용하더라도 현재까지 쉽게 해석하기가 어려운 문제이다. 그러나 Casartelli⁽¹²⁾의 결과는 정상유동의 수치해석을 베인 디퓨저의 설계에 활용할 수 있는 가능성을 제시하였다. 이를 위해서는 디퓨저 내부의 정상 3차원 압축성 점성유동을 신뢰성있게 예측하는 해석방법이 확보되어야 한다. 본 연구에서는 정상 유동 차원에서 LSVD에 대한 유동해석을 수행하여 디퓨저의 성능과 손실특성을 예측하고, 아울러

러 유동구조를 관찰하여 현상을 이해하고자 하였다. 이는 앞으로 다양한 배인과 벽면외 형상이 LSVD의 성능에 미치는 영향을 연구하고, 또 디퓨저 입구 유동의 불균일성과 난류강도 등이 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 연구하여, 그 결과를 종합하고 설계법을 정립하기 위한 기초를 마련하는데 있다. 이를 위해서 우선 수치해석에 적합한 전산코드를 개발하고 배인 디퓨저에 적합한 기술을 축적하는데 그 목적을 두었다. 이를 위해서 우선 강신형⁽¹³⁾등에서 연구된 디퓨저 모델을 선정하고 내부유동의 수치적 시뮬레이션을 수행하였다. 고려한 지배방정식은 일반 곡선좌표계의 3차원 압축성 Navier-Stokes 방정식과 $q-\omega$ 난류모델이며, 수치기법은 내재적기법의 시간전진법으로서, 시간항에 scalar implicit approximate factorization 기법^(14,15)을 적용하였으며, 공간항에 2차의 풍상차분법을 이용한 유한체적법을 사용하였다. 이 방법은 내재항을 스칼라의 대각 matrix로 변환시켜 단순화함에 따라 효율적인 계산을 수행할 수 있다. 또한 고려하는 형상에 적합한 격자 생성을 위하여 다중 본특격자기법을 적용하였다.

2. 지배방정식

2.1 3차원 Navier-Stokes 지배 방정식

디퓨저 내부 유동해석을 위하여 지배방정식으로 3차원 압축성유동의 연속방정식, 운동량방정식과 에너지방정식을 고려한다. 지배방정식은 보존형을 사용하여 다음과 같은 직교좌표계의 벡터식으로 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

여기서 독립변수 및 종속변수 벡터 U, F, G 및 H 는 다음과 같다.

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ E \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$F = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p - \tau_{11} \\ \rho uv - \tau_{21} \\ \rho uw - \tau_{31} \\ (E+p)u - q_1 - \tau_{11}u - \tau_{12}v - \tau_{13}w \end{pmatrix}$$

$$G = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv - \tau_{12} \\ \rho v^2 + p - \tau_{22} \\ \rho vw - \tau_{32} \\ (E+p)v - q_2 - \tau_{21}u - \tau_{22}v - \tau_{23}w \end{pmatrix}$$

$$H = \begin{pmatrix} \rho w \\ \rho uw - \tau_{13} \\ \rho vw - \tau_{23} \\ \rho w^2 + p - \tau_{33} \\ (E+p)w - q_3 - \tau_{31}u - \tau_{32}v - \tau_{33}w \end{pmatrix}$$

위 식에 나타나는 모든 변수는 밀도 ρ , 속도 성분 u, v, w 압력 p 그리고 단위 체적당 전에너지 E 를 포함하여 표준 기호로 정의되어 있다. 또한 전단응력 텐서 τ_{ij} 와 열속성분 q_i 는 cartesian tensor 표기법으로 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

$$q_i = k \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

여기서 μ, λ 는 각각 점성 계수와 이차 점성계수이며, k 는 열전도계수이다. 난류 유동장에서 점성계수 $\mu = \mu_L + \mu_T$ 이며, 이는 Sutherland 법칙에 의한 층류 점성계수와 와점성계수(eddy viscosity)의 합이다. 이차 점성계수는 Stokes 법칙에 의해 $\lambda = -2/3\mu$ 이며, 열전도 계수는 Prandtl 수를 일정하다고 가정할 때 ($Pr = 0.72, Pr_T = 0.9$), $K = \mu_L/Pr + \mu_T/Pr_T$ 이다.

2.2 난류 모델

본 연구에서는 난류모델로서 Coakley의 저 Re 수 $q-\omega$ 모델⁽¹⁶⁾을 사용하였으며, 이 모델은 본 연구의 수치기법인 시간전진법과 수치적 안정성을 유지할 수 있는 것으로 알려져 있다. $q-\omega$ 모델의 종속변수 q 와 ω 는 난류 운동에너지 k 와 소산율 ϵ 을 이용하면 $q = \sqrt{k}$ 와 $\omega = \epsilon/K$ 로 표현되며, 이들은 각각 난류속도 스케일과 역시간 스케일(inverse time scale)로 정의된다. 이들 변수를 이용하면 와점성계수는 $\mu_T = \rho C_\mu Dq^2/\omega$ 가 되고, 여기서 $C_\mu = 0.09$, 벽근처 소산함수(near wall damping

function) D 는 다음과 같다.

$$D = 1 - \exp(-\alpha R_q) \quad (4)$$

여기서, $\alpha=0.0065$, $R_q = \rho q d_n / \mu$ 이며 d_n 은 가장 가까이 위치한 벽면과의 수직거리로 정의된다. 본 소산함수는 다른 난류모델과 달리 국소 난류 Re 수($\rho k^2 / \mu \epsilon$)의 함수가 아니며, 이는 $q-\omega$ 모델이 다른 모델에 비해 수치적 안정성이 큰 이유로 알려져 있다. $q-\omega$ 모델의 보존법칙 형태의 지배 방정식은 직교좌표계로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho q}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i q}{\partial x_i} &= \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_L + \frac{\mu_T}{Pr_q} \right) \frac{\partial q}{\partial x_i} \right] + \frac{\rho q}{2} (C_\mu D \frac{P}{\omega} - \omega) & \\ \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \omega}{\partial x_i} &= \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu_L + \frac{\mu_T}{Pr_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \rho (C_1 C_\mu P - C_2 \omega^2) & \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 $P = (u_{i,j} + u_{j,i})u_{i,j}$ 으로 정의하며, 사용된 난류상수는 Coakley⁽¹⁶⁾에서 사용된 것으로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_1 &= C_{10} + C_{11}D, \quad C_{10} = 0.045 \\ C_{11} &= 0.405, \quad C_2 = 0.92 \\ Pr_q &= 1, \quad Pr_\omega = 1.3 \end{aligned} \quad (6)$$

2.3 일반 곡선좌표계 변환

임의의 형상을 가진 물체에 대한 유동장 해석 시 변환 $(x,y,z) \rightarrow (\xi, \eta, \zeta)$ 와 같은 일반 곡선좌표계를 도입하는 것이 편리하며, 식 (1)과 식 (5)는 다음과 같은 보존법칙 형태의 벡터식으로 표시된다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + J \left[\frac{\partial \bar{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{H}}{\partial \zeta} \right] = S \quad (7)$$

여기서 종속변수 벡터 \bar{F}, \bar{G} 와 \bar{H} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{F} &= (F \xi_x + G \xi_y + H \xi_z) / J \\ \bar{G} &= (F \eta_x + G \eta_y + H \eta_z) / J \\ \bar{H} &= (F \zeta_x + G \zeta_y + H \zeta_z) / J \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 $J = 1 / \det [\partial(x,y,z) / \partial(\xi, \eta, \zeta)]$ 이며, S 는 난류모델의 생성항을 포함하는 생성항 벡터이다. 위 방정식에서 벡터 $U, \bar{F}, \bar{G}, \bar{H}$ 와 S 는 식 (1)의 5개의 유동변수와 식 (5)의 2개의 난류변수를 포함하여 7개의 요소를 가진다.

3. 수치해석 방법

본 연구에서는 식 (7)의 정상상태의 해를 구하기 위하여 내재적기법의 시간전진법을 사용하며, 시간항에 scalar implicit approximate factorization,^(14,15) 공간항에 2차의 풍상차분법을 이용한 유한체적법을 사용하였다. Scalar implicit approximate factorization 절차는 계산의 효율성을 위하여 ADI⁽¹⁷⁾와 Pulliam과 Chaussee⁽¹⁸⁾의 대각화 절차를 이용하여 일반적인 내재적기법에 요구되는 LHS의 블록 matrix의 계산을 피하고 스칼라 matrix로 변환하는 방법으로서 일반 곡선좌표계에 대하여 다음과 같은 3단계로 표시할 수 있다.

$$\left[I + \delta t \left(\frac{\Lambda_x + |\Lambda_x|}{2} \frac{\partial^-}{\partial \xi} + \frac{\Lambda_x - |\Lambda_x|}{2} \frac{\partial^+}{\partial \xi} \right) \right] S_x \delta U^* = S_x (I - \delta t D)^{-1} \Delta U$$

$$\left[I + \delta t \left(\frac{\Lambda_y + |\Lambda_y|}{2} \frac{\partial^-}{\partial \eta} + \frac{\Lambda_y - |\Lambda_y|}{2} \frac{\partial^+}{\partial \eta} \right) \right] S_y \delta U^{**} = S_y \delta U^*$$

$$\left[I + \delta t \left(\frac{\Lambda_z + |\Lambda_z|}{2} \frac{\partial^-}{\partial \zeta} + \frac{\Lambda_z - |\Lambda_z|}{2} \frac{\partial^+}{\partial \zeta} \right) \right] S_z \delta u = S_z \delta U^{**} \quad (9)$$

여기서 S_x, S_y 와 S_z 는 비점성 플럭스 벡터의 자코비안 $A = J \partial \bar{F} / \partial U$, $B = J \partial \bar{G} / \partial U$, $C = J \partial \bar{H} / \partial U$ 의 left eigenvector matrix이며 Λ 는 eigenvalue matrix이고, 생성항 자코비안 $D = \partial S / \partial U$ 이다. LHS의 미분항의 상첨자(+,-)는 eigenvalue의 부호에 따른 풍상차분의 방향을 표시하며, 이는 LHS가 scalar

tridiagonal matrix로 나타낼 수 있도록 미분항에 대하여는 1차의 풍상차분법을 적용하였다. 정상상태의 잔여항 ΔU 는 다음과 같이 표시된다.

$$\Delta U = -\delta r \left(\frac{\partial \bar{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{H}}{\partial \zeta} \right) + \delta r S \quad (10)$$

식 (10)의 잔여항을 계산하는 데 있어서는 비점성항에 대하여는 2차의 풍상차분법을 사용하며, 점성항에 대하여는 중심차분법을 적용한다. 비점성항은 Coakley의 특성변수에 기초한 소산항을 이용한 2차의 풍상차분법을 사용한다.⁽¹⁴⁾ 예를 들어 식 (10)에서 ξ 방향의 플러스 벡터 \bar{F} 에 대한 미분을 고려하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \bar{F}}{\partial \xi} = \bar{F}^*_{i+1/2} - \bar{F}^*_{i-1/2} \quad (11)$$

여기서 $\delta \xi = 1$ 로 놓았으며, 상첨자 asterisk는 인공감쇄항이 포함되어 있음을 의미한다. 따라서,

$$\bar{F}^*_{i+1/2} = \frac{1}{2} (\bar{F}_i + \bar{F}_{i+1} - D_{i+1/2}) \quad (12)$$

여기서 소산함수 $D_{i+1/2}$ 를 계산하는 데 특성이론을 기초로 하는 상사변환이 사용되었으며,⁽¹³⁾ 이는 다음과 같다.

$$D_{i+1/2} = S_\xi^{-1} \cdot \left[|\Lambda_\xi| \delta W_{i+1/2} + \frac{1}{2} (\Lambda_\xi - |\Lambda_\xi|) \delta W_{i+3/2} - \frac{1}{2} (\Lambda_\xi + |\Lambda_\xi|) \delta W_{i-1/2} \right] \quad (13)$$

여기서 S_ξ 는 전술한 ξ 방향의 left eigenvector의 matrix이며, Λ_ξ 는 ξ 방향의 eigenvalue의 diagonal matrix이다. S_ξ^{-1} 와 Λ_ξ 의 요소들은 Roe averaging⁽¹⁹⁾을 사용하여 $(i+1/2)$ 의 cell face에서 계산되며 특성치 중분 $\delta W_{i+1/2} = S_\xi \cdot (U_{i+1} - U_i)$ 로 정의된다. 위와 유사한 식을 η 와 ζ 방향에도 적용할 수 있다.

4. 계산결과 및 검토

본 연구에서 사용한 디퓨저는 평행벽 베인레스 디퓨저에 캐스케이드를 설치한 것으로 형상은 Fig. 1(a)에 나타내었다. 주요 치수는 다음과 같다.

$$r_2 = 6\text{cm}, b_2/r_2 = 0.13, r_3/r_2 = 2.0,$$

$$r_L/r_2 = 1.1, r_T/r_2 = 1.4$$

9개의 베인이 원주 방향으로 배치되어 있다(그림은 1/4 영역만 보여주고 있음). 디퓨저의 베인은 실제 원심압축기의 디퓨저에 많이 사용되고 있는 NACA65A06을 사용하며 이것을 등각사상하여 사용하였다. 베인의 앞날과 뒷날에서 베인 각도는 반경에 대하여 각각 59.0° 및 52.5° 이다. 이때 반경 $r_m = \sqrt{r_L r_T} = 1.24 r_2$ 에서 피치는 5.19이 되고 코드길이는 3.6이며 이때 소리디티(피치/코드)는 0.693이다.

베인이 주기적으로 반복되어 위치하기 때문에

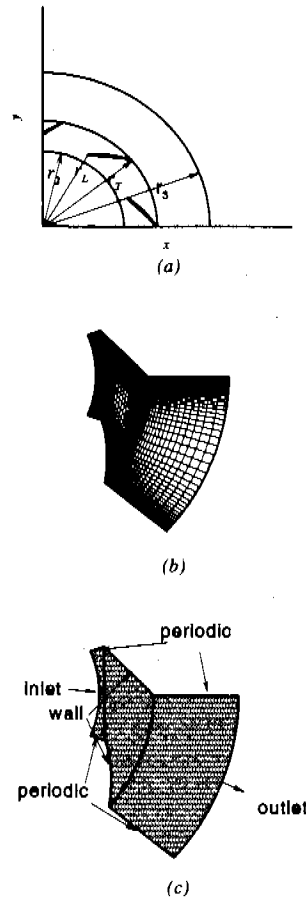


Fig. 1 Configuration of a cascade diffuser; (a) coordinates system, (b) grid alignment for numerical calculation, (c) boundaries and conditions.

계산영역은 베인과 베인 사이의 1구간 (원주방향으로 40°)을 선택하였다. 스핀방향, 즉 z방향의 계산영역은 대칭성을 고려하여 그 절반만 선정하였다. 본 계산에 사용한 격자는 반경방향, 원주방향 및 스핀방향으로 각각 77, 51, 16 개의 H격자 (Fig. 1(b) 참고) 격자를 선택하였으며, 벽면으로부터 첫 번째 격자는 점성저층을 포착할 수 있도록 y^+ 를 약 1.0 이하에 위치하였다. 경계조건은 Fig. 1(c)에 나타난 바와 같이 디퓨저 입구면, 출구면, 베인과 베인의 사이 공간에서의 주기면, 대칭면 그리고 모든 벽면에 적용하였다. 입구에서는 전압력($p_0=1.7172$ atm)과 전온도($T_0=345.1$ K)를 일정하게 주었다. 여기서 속도의 분포는 균일하다고 가정하여 유동각도를 주었다. 입구의 유동조건 중 가장 큰 영향을 미치는 입구 유동각도를 변화시켜 ($\alpha=50^\circ\sim 70^\circ$) 점성유동 해석을 수행하였다. 여기서 입구 유동각도는, 반경방향의 속도와 이에 수직을 이루는 접선방향의 속도벡터가 반경방향과 이루는 각도로 정의된다. 실제로 원심압축기의 경우 임펠러 출구, 즉 디퓨저의 입구에서의 유동은 3차원 비정상 난류유동이나 임펠러와 디퓨저의 상호간섭에 의한 비정상 비균일 유동을 적절히 설계에 고려할 수 있는 모델링이 제시되지 못한 실정이고, 이와 수치적인 시뮬레이션도 매우 어려운 일이기 때문에 본 연구에서는 균일한 입구조건을 가정하였다. 디퓨저 출구에서는 일정한 정압력 조건($p_3=1.67$ atm)을 부과하였다. 정압의 크기와 입구 유동각에 따라서 질량유량이 정해지며 이에 따라서 입구유동의 마하수와 레이놀즈 수가 변하게 된다. 그러나 여기서는 이들의 영향을 특별히 고려하지 않고 실제 사용되는 마하수와 레이놀즈수가 얻어지는 압력을 정하여 연구를 수행하였다. 입구 속도의 크기 개략 12.5m/s 이고 r_2 를 기준으로 한 레이놀즈 수는 $Re_{r_2}=8.3\times 10^5$ 이다. 고체 벽면에서의 경계조건으로 점착조건과 수직압력 구배조건($\frac{\partial \rho}{\partial n}=0$) 및 단열조건을 적용하였으며, 또한 베인의 상류와 하류의 주기면에는 주기조건을, 대칭면에서는 대칭조건을 적용하였다. 난류모델에 대한 입구 경계조건은 $q/a_0=0.05$, $\omega L/a_0=0.01$ 이며, 여기서 a_0 는 입구의 전음속(372.4 m/s), L은 특성길이(1 cm)이다. 이와 같은 조건을 사용할 경우 난류강도는

약 10%이다. 벽면에서는 점착조건에 따른 $q=0$ 와 수직구배 조건 $\frac{\partial \rho}{\partial n}=0$ 을 사용하였다.

이와 같은 경계조건은 계산영역의 내부와 달리 대각화된 기법을 적용하기 어렵다. 이는 계산영역 내부에서는 특성변수로의 상사변환을 통하여 수치기법을 대각화할 수 있지만, 경계면에서는 위와 같은 물리적 경계조건에 의하여 특성변수들이 결합되므로 이들을 분리하기 어렵기 때문이다. 본 연구에서는 Coakley⁽¹⁴⁾의 선형 중첩법을 이용한 경계조건의 특성변수로의 변환을 통하여 내재적으로 처리하였으며, 이는 대각화된 수치기법에 일반적으로 사용되는 외재적 기법에 비하여 수치 안정성을 향상시킨다.

이상에서 설명된 방법으로 수치계산을 수행할 때 계산의 합리성을 검토하기 위해서 우선 평행평판 사이의 내부유동에 적용하여 벽면에서 형성되는 층류 경계층과 난류 경계층에 대한 결과물 검토하였다. 벽면에서의 수치격자의 배열, 난류 경계층의 벽법칙을 예측하기 위한 난류모델의 상수의 영향을 검토하였다. 다음으로 베인레스 디퓨저의 형상에 대한 계산을 통해서 수치격자의 수에 따른 민감도를 검토하고 경계층 이론과 1차원 유동해석 결과물 상호 비교하여 결과의 합리성을 확인하였다. 이를 통해서 합리적인 격자수와 배치를 정하였으나 캐스케이드 디퓨저의 경우에는 직접적인 불확실성에 대한 검토를 수행하지 못하였다. 계산격자는 캐스케이드의 각도가 상당히 크기 때문에 정열격자로 배치하기가 어려우며, 따라서 입구와 캐스케이드 구간 및 출구 베인레스 디퓨저 구간을 분할하여 다중 블록격자를 구성하였다. 계산의 결과물 검토하기 전에 먼저 디퓨저 내부의 전체적인 유동구조를 예상하여 정리해 보면 다음과 같다. 임펠러 출구를 나온 균일 유동은 디퓨저 입구 베인레스 공간에서 원주 및 반경방향 속도성분이 감소하고 압력이 상승하는 코어유동이 형성되고, 벽면에서는 3차원 경계층이 형성된다. 그러나 베인에 접근하면서 대칭면을 따른 유동은 2차원 익형의 앞날 근처에서의 유동과 유사하게 형성되지만 벽면 근처에서는 말굽와류가 형성되어 하류로 흐를 것이다. 이후 유동은 3차원 선형 캐스케이드 유동과 유사하게 될 것이다. 유동이 베인을 벗어나면 하류에서는 다시 베인레스 공간을 흐르게 되어 코어의 유동은 균일하게 회복될 것이고 벽면에서는 3차원 경계

층이형성될 것이다. 우선 캐스케이드 디퓨저의 성능이 유동각에 따라서 어떻게 예측되느냐에 대하여 설계의 관점에서 고찰함은 흥미있는 것이며, 이러한 성능의 변화는 유동의 3차원 구조와 어떠한 관련이 있는가에 대하여 관찰함은 보다 효율적인 디퓨저를 설계하기 위하여 중요하다.

4.1 압력회복계수 및 손실계수

먼저 입구 유동각도에 따라서 압력회복계수와 손실계수의 변화를 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 압력회복계수(C_p)는 입구의 동압에 대하여 어느 정도 정압이 회복되었는가에 대한 무차원 변수이고 손실계수(K)는 상대적인 전압손실을 나타내며, 각각 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{p - p_2}{p_a - p_2}, \quad K = \frac{p_a - p_0}{p_a - p_2} \quad (14)$$

Fig. 2에서 입구 유동각도에 따라서 압력회복계수(C_p)는 63°에서 최대치 0.74를 보이고 전후하여 감소한다. 한편 베인레스 디퓨저의 경우에는 입구각이 증가할수록 압력회복계수는 약간씩 감소한다. 베인레스 디퓨저의 경우 유동각이 커지면 상대적으로 유로의 길이가 길어져서 손실이 증가하여 압력회복이 감소된다. 그러나 캐스케이드

디퓨저의 경우 최대점을 전후하여 압력회복의 심한 감소를 보인다. 한편 Fig. 3에서 나타낸 손실계수는 베인레스 디퓨저의 경우 유동각도에 따라서 증가하지만 캐스케이드 디퓨저의 경우 60°에서 손실계수는 최소가 되어 0.061이다. 여기서 최대 압력 회복은 최소 손실각도 보다 약 3°정도 큰 값에서 이루어 짐을 알 수 있다. 이는 설계에서 고려해야 할 점이다. 한편 흥미로운 것은 설계점이라고 생각되는 60° 근처에서는 베인 디퓨저가 압력회복계수가 클 뿐만 아니라 손실계수도 베인 디퓨저의 경우보다 크다는 것이다. 이러한 성능의 예측은 전반적으로 합리적으로 예측되었다고 생각되나, 그 원인을 좀더 구체적으로 살펴봄은 흥미로운 것이다.

Fig. 4에서는 유동각도가 최소 손실과 최대 압력회복을 나타내는 60° 및 63°와 본 연구에서 계산 수행한 최소 및 최대각인 50° 및 70°에서 원주방향으로 질량평균된 압력회복계수의 분포를 비교하였다. 먼저 베인레스 디퓨저의 경우 유동각도가 63°인 경우 1차원 이론에 따른 결과와 유사하게 입구에서 하류로 가면서 압력이 회복된다. 이와 비교하여 캐스케이드 디퓨저의 경우 최소 손실각도 60°에서는 입구 베인레스 구간에서는 베인레스 디퓨저의 경우 보다 다소 낮은 압력회복을 보이나 캐스케이드 구간에서는 상대적으로

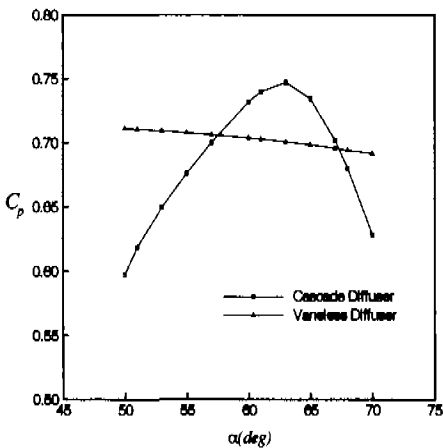


Fig. 2 Variations of pressure recovery coefficient with inlet flow angle for vaned and vaneless diffusers.

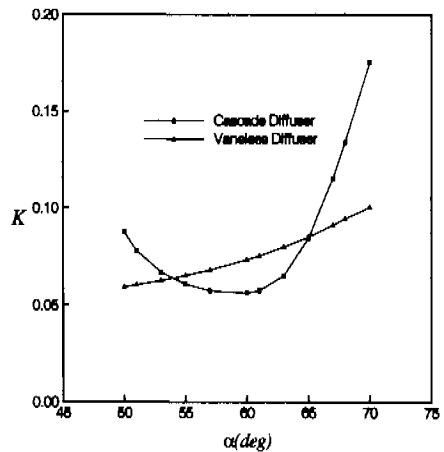


Fig. 3 Variations of pressure loss coefficient with inlet flow angle for vaned and vaneless diffusers.

로 높은 압력회복을 보이고 하류 베인레스 구간에서는 베인레스 디퓨저의 경우와 동일한 압력회복을 보인다. 따라서 캐스케이드의 효과가 입구

의 낮은 회복을 증가하여 전체적으로 높은 압력회복을 이룬다. 한편 최대 압력회복 유동각 63°에서는 앞서 60°에 비하여 입구 베인레스 구간에서는 더 낮은 압력회복을 보이나 캐스케이드 구간에서 상당히 높은 압력회복을 보이고 전체적으로 가장 높은 회복을 이루게 된다. 한편 최소각인 50°에서는 입구 구간에서 압력회복은 상당히 크나 베인의 전연 근처에서 압력회복이 상당히 저조함을 알 수 있으며, 이는 높은 유동손실 때문이라고 예상된다. 최대각 70°에서는 전연 근처에서 유동손실은 상대적으로 심하지는 않으나 베인 구간에서 압력회복량이 상대적으로 적으며 이후 하류에서 압력회복도 베인레스 디퓨저 경우보다도 적음을 알 수 있다.

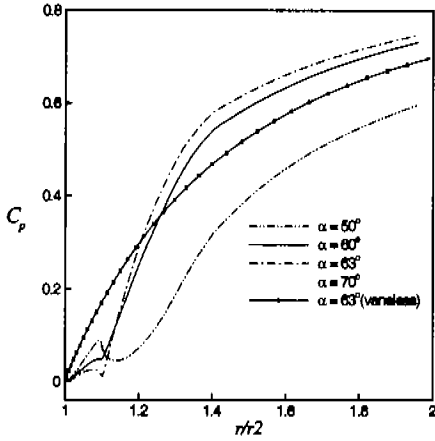


Fig. 4 Radial distribution of pressure recovery coefficient with inlet flow angle for vanned and vaneless diffusers.

4.2 대칭면에서의 유동분포

유동이 이러한 성능의 변화에 미치는 이유를 검토하기 위해서 디퓨저의 대칭면에서 유동 구조를 조사하였다. Fig. 5에는 마하수의 분포를, Fig. 6에는 정압의 분포를 나타내었다. 마하수의 분포

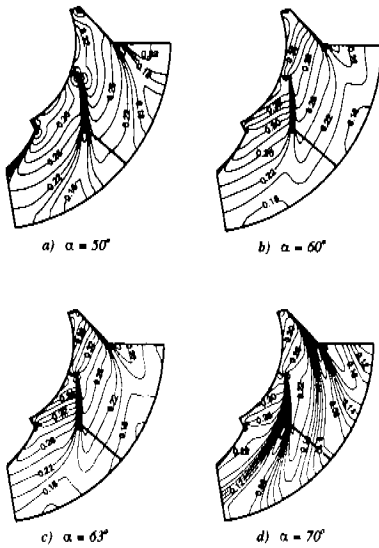


Fig. 5 Mach number distributions on the center plane of the diffuser; for inlet flow angle of (a) 50°, (b) 60°, (c) 63°, (d) 70°.

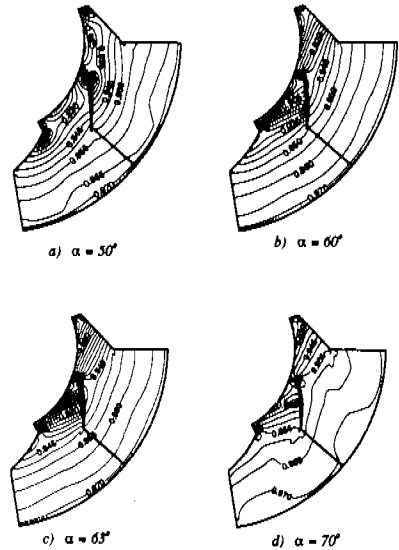


Fig. 6 Static pressure distributions on the center plane of the diffuser; for inlet flow angle of (a) 50°, (b) 60°, (c) 63°, (d) 70°

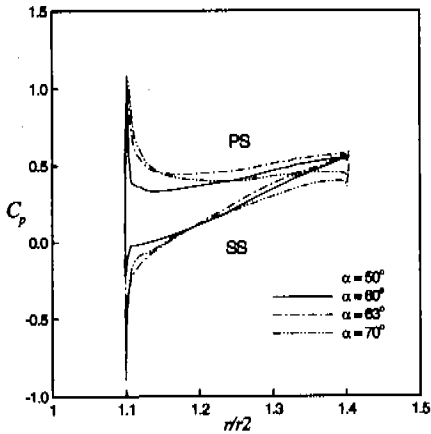


Fig. 7 Static pressure distributions on suction and pressure sides of the blade for several inlet flow angles.

에서 베인을 따라서 경계층의 형성과 후류의 형성을 관찰할 수 있고, 특히 베인의 유선을 따르는 상류에서는 속도가 작고 그 사이에서는 속도가 증가함을 알 수 있다. 이러한 변화는 전 유동각에서 동일하나 유동각이 50°인 경우에는 베인의 압력면에서 두꺼운 경계층 및 유동박리의 형성을, 70°인 경우에는 흡입면 하류에서 유동박리가 열려지는 경계층의 형성을 관찰할 수 있다. 한편 Fig. 6에서 정압은 60°와 63°에서는 베인의 입구 구역에서는 베인 사이에서 고른 압력상승을 보이고, 입구에서는 베인 외 상류에서는 높은 압력을, 그 사이에서는 낮은 압력을 보인다. 그러나 50°와 70°인 경우에는 다소 복잡한 분포를 보이고 있다. 실제 임펠러와 디퓨저의 상호작용이 있는 경우에는 입구경계에서 정압, 전압, 속도의 크기 및 각도 모두가 변할 것이다. 여기서는 전압과 유동각도를 일정하다고 가정하였기 때문에 정압과 속도의 크기와 변화를 관찰할 수 있으며, 이러한 정보는 앞으로 임펠러와 디퓨저의 상호작용을 연구하는 자료로 활용될 수 있다.

이때 베인의 표면에서 정압의 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 60°와 63°에서는 입구에서 출구까지 완만한 압력의 증가를 보이나, 특히 앞날에서는 압력면에서의 정체점과 흡입면에서의 최소압력계

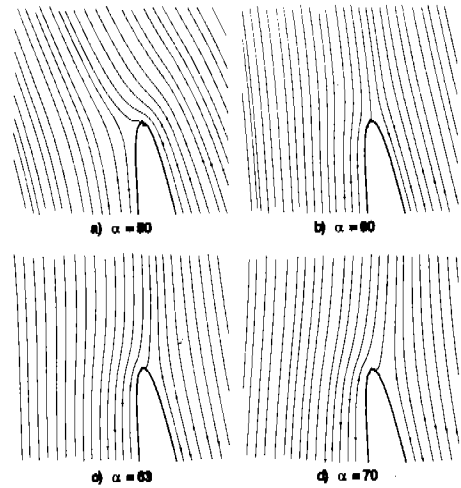


Fig. 8 Streamlines over the center plane of the diffuser; for inlet flow angle of (a) 50°, (b) 60°, (c) 63°, (d) 70°.

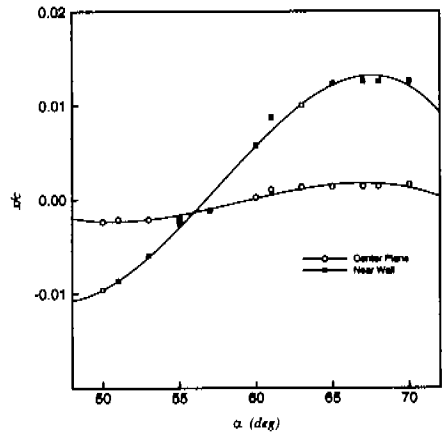


Fig. 9 Variations of the stagnation point on the leading edge of the blade with inlet flow angles.

수의 존재를 확인할 수 있다. 특히 흡입면에서의 최소압력계수는 -1.0 보다 작으며 근처에서 역압력 구배가 심하지 않아서 유동의 박리가 예상되지 않는다. 그러나 50°와 70°인 경우에, 특히 50°의 경우는 흡입면에서 압력이 급격히 감소한 후 회복되기 때문에 역압력 구배가 심하여 유동의

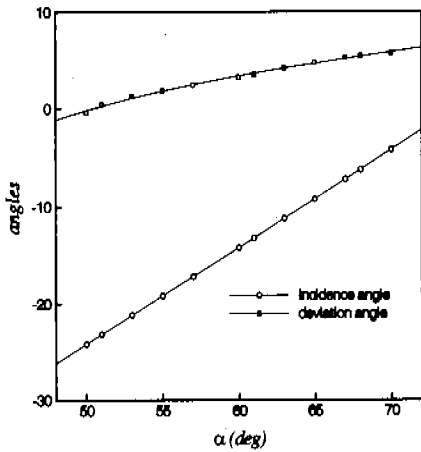


Fig. 10 Variations of the incidence and deviation angles with inlet flow angles.

박리가 예상된다. 베인날 근처에서의 압력분포와 이에 따른 유동박리를 수반한 유동손실의 증가는 정체점의 위치와 밀접한 관계가 있다. 이를 관찰하기 위해서 Fig. 8에는 유선의 분포와 정체점의 위치를 나타내어 비교하였다. 최소 손실각에서는 정체점은 거의 앞날과 일치하며 최대 압력회복각인 63°에서는 약간 압력면 쪽에 위치한다. 한편 50°인 경우에는 정체점이 흡입면 쪽으로 이동하여 압력면에서 유동 박리가 예상되고, 70°인 경우에는 압력면 하류에 위치하여 흡입면에서 유동박리가 예상된다. Fig. 9에 유동각에 따른 정체점의 위치의 변화를 나타내었다.

한편 베인의 앞날과 뒷날 반경 위치에서 질량 평균된 속도의 유동각도로부터 산출한 영각과 편향각의 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 유동각이 증가함에 따라서 영각과 편향각은 증가한다. 편향각은 설계점 (최소 손실점과 최대 압력회복점 사이) 근처에서 1°~4°정도로 상당히 작다. 한편 영각은 -13°와 -15°정도이다. 이는 실제로 상당히 큰값이기는 하나 실제 설계과정에서 예측하기가 어렵기 때문에 현실적으로 이용하기가 어렵다. 그래서 보통 입구에서 베인의 앞날까지 베인레스 디퓨저의 유동으로 유동각이 변하였다고 가정하여 1차원 이론으로 구한 유동각과 베인의 날개각과의 차이에서 구한 영각이 더욱 실용적이다. 이때의 영각의 분포를 Fig. 10에서 비교하였다. 이

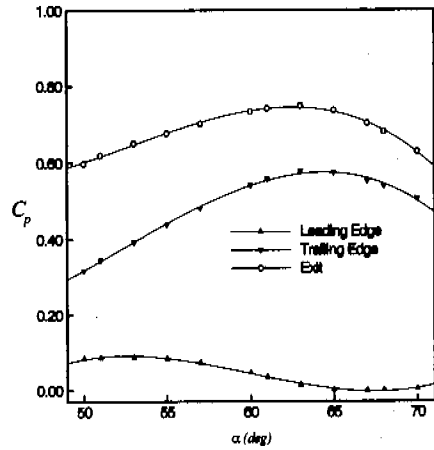


Fig. 11 Variations of pressure recovery components of inlet, vaned and outlet regions with inlet flow angles.

때 설계점 근처에서 영각은 1°~4° 사이의 값이다. 이러한 정보가 여러 가지 설계변수가 변할 때 구해져서 종합된다면 캐스케이드 디퓨저의 설계에 긴요한 자료가 될 것이다.

이러한 유동상황을 종합할 때 전체 캐스케이드 디퓨저의 압력회복 성능은 입구 베인레스 구간, 베인 구간, 출구 베인레스 구간에서 각 각 얻어지는 압력회복의 상태에 따라서 변하게 된다. Fig. 11에는 유동각도에 따라서 구간별 압력회복 양을 비교하였다. 대체적으로 유동각이 작을수록 입구 및 출구의 베인레스 구간에서 압력회복량이 크나, 캐스케이드 구간에서는 65° 근처에서 최대의 회복을 보인다. 이러한 분포는 앞서 토의한 유동의 구조와 연관되어 변하는 것이다. 특히 유동각도가 큰 경우는 실제 압축기에서 서징점 근처가 되며 스톨의 발생과 밀접한 관계가 있음을 유의해서 앞으로 연구되어야 할 문제이다.

4.3 3차원 유동구조

이상에서 대칭면을 중심으로 유동을 검토하였는데 실제로 디퓨저의 입구영역에서는 경계층이 얇기 때문에 대칭면을 포함하여 넓은 코어영역이 형성된다. 그러나 디퓨저의 하류에서, 특히 유동각이 설계영역에서 벗어날수록 베인과 벽면 사이에 3차원성이 강한 복잡한 유동이 형성된다. 우

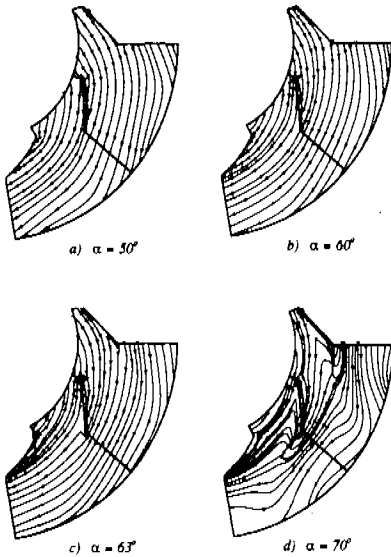


Fig. 12 Wall limiting streamlines over the wall of the diffuser; for inlet flow angle of (a) 50°, (b) 60°, (c) 63°, (d) 70°.

선 벽면 위에서 유선을 Fig. 12에 나타내었다. 여기서 유선은 벽면 근처 첫 그리드에서의 속도를 사용하여 유선을 추적한 결과이다. 입구 유동각이 60°인 경우 전체적으로 3차원성이 비교적 약하게 유선이 형성된다. 최고 압력회복각도 63°에서는 베인 뒷날 흡입면근처에 약한 역류가 발생함을 관찰할 수 있으나 전체적으로 유동의 3차원성은 비교적 약하다. 50°인 경우에는 베인 앞날 압력면 근처에서 유동박리와 유사한 유선의 형태가 보이나 하류 전체에서는 60°의 경우와 유사하다. 한편 70°인 경우에는 뒷날 흡입면 근처에 강한 역류가 발생함을 관찰할 수 있으며 전체적으로 유동의 3차원성은 매우 강하다. 특히 베인의 앞날 근처에서의 3차원 유동을 관찰하기 위해서 벽면 유선을 확대하여 Fig. 13에 나타내었다. 입구 유동각이 60°인 경우 정체점이 압력면 약간 하류에 형성되면서 약한 말굽와류가 형성됨을 관찰할 수 있고, 하류로의 흐름이 완만히 형성된다. 63°에서는 정체점이 압력면 하류로 이동하면서 비교적 강한 말굽와류가 형성됨을 관찰할 수 있다. 50°인 경우에는 베인 앞날 흡입면 쪽으로 정체점이 형성되고, 압력면 근처에서 유동박리가

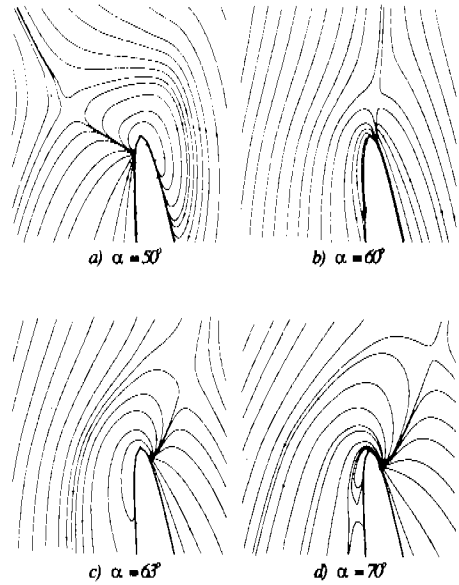
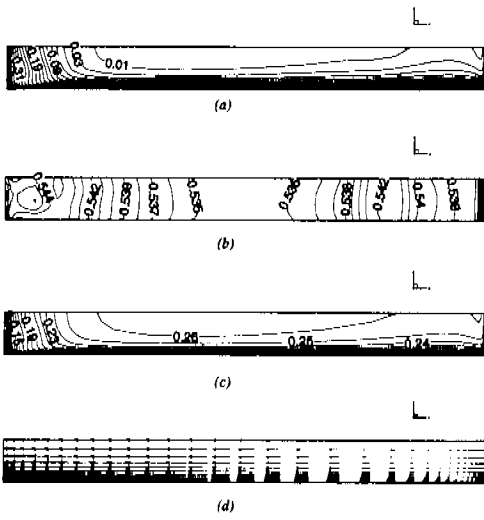


Fig. 13 Wall limiting streamlines over the wall of the diffuser leading edge; (a) 50°, (b) 60°, (c) 63°, (d) 70°.

관찰된다. 한편 70°인 경우에는 앞날 압력면 쪽에 정체점이 형성되며, 흡입면 근처에 강한 역류가 발생함을 관찰할 수 있다. 이러한 변화들 종합하여 벽면근처의 앞날에서 정체점의 위치를 Fig. 9에 나타내어 대칭면에서의 결과와 비교하였다. 벽면 근처에서는 유동각이 57°에서 앞날에 정체점이 형성되고 대칭면에서 앞날에 정체점이 형성되는 60°에서는 압력면 쪽 하류에 형성된다. 이는 입구 베인레스 구간에서 3차원 경계층이 형성되는데 유선을 따라서 압력이 증가하기 때문에 압력면에서 흡입면 쪽으로 2차유동(cross flow)이 형성되어 영각이 대칭면에서 보다 증가하는 효과가 있기 때문이다.

실제로 디퓨저 내부에 형성되는 3차원 유동은 정성적으로는 잘 알려진 3차원 선형 캐스캐이드 내부 3차원 유동과 동일하리라 생각한다. 여기서 이러한 자세한 유동구조를 설명하기 보다는 3차원 유동구조와 이의 영향이 종합되는 베인의 뒷날 단면, 즉 캐스캐이드 출구 단면에서의 유동 분포를 살펴보기로 한다. Fig. 14에는 유동각도가 60°인 경우 압력손실계수, 정압회복계수, 마하수와 베인각도에 대한 2차유동의 벡터를 나타내었



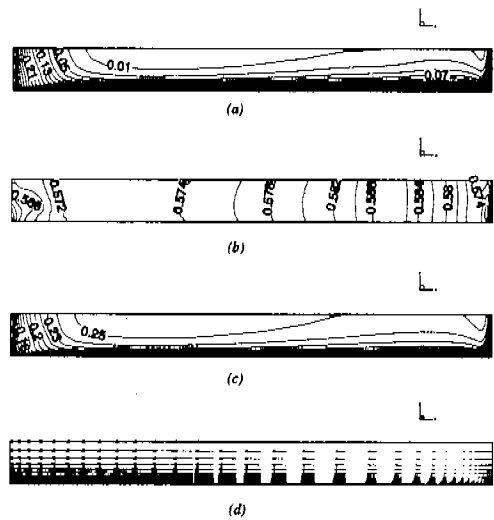
(a)

(b)

(c)

(d)

Fig. 14 Vane exit plane distributions of (a) pressure loss coefficient, (b) pressure coefficient, (c) Mach number and (d) projected velocity vectors for inlet flow angle of 60° .



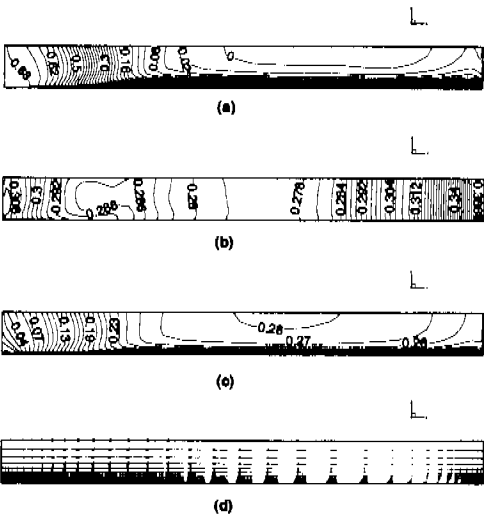
(a)

(b)

(c)

(d)

Fig. 15 Vane exit plane distributions of (a) pressure loss coefficient, (b) pressure coefficient, (c) Mach number and (d) projected velocity vectors for inlet flow angle of 63° .



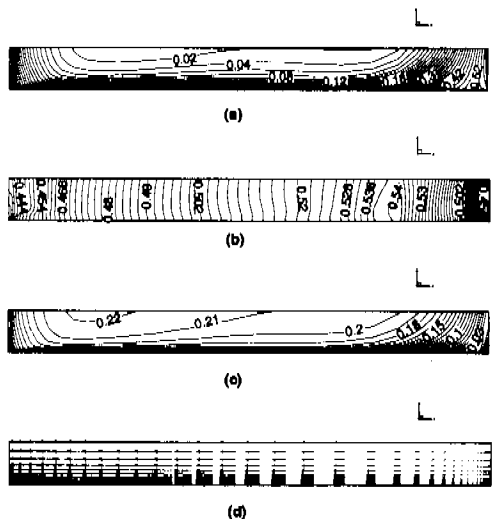
(a)

(b)

(c)

(d)

Fig. 16 Vane exit plane distributions of (a) pressure loss coefficient, (b) pressure coefficient, (c) Mach number and (d) projected velocity vectors for inlet flow angle of 50° .



(a)

(b)

(c)

(d)

Fig. 17 Vane exit plane distributions of (a) pressure loss coefficient, (b) pressure coefficient, (c) Mach number and (d) projected velocity vectors for inlet flow angle of 70° .

다. 이하 각 그림에서 아랫면은 디퓨저의 벽면율, 윗면은 대칭면을 오른쪽면은 흡입면을 왼쪽면은 압력면을 나타낸다. Fig. 14(a)에서 압력손실계수

의 분포를 보면 코어에서는 0.01이하로 매우 작으나, 바닥에서 크고 바닥-압력면 구석에 집중적으로 발생한다. Fig. 14(b)에서 정압은 압력면 근

처에서 높기는 하나 비교적 균일하다. 바다-압력면 구석에서 속도가 작으므로 마하수도 작음을 Fig. 14(c)에서 확인할 수 있다. 한편 Fig. 14(d)에서 바다-흡입면 코너에서 유선방향 와류의 존재를 확인할 수 있다. Fig. 15에는 유동각도가 63°인 경우 이들의 분포를 나타내었다. 전반적으로는 앞서 60°의 경우와 비슷하다. 그러나 Fig. 15(a)에서 압력손실이 작은 코어영역이 상당히 감소하였고, Fig. 15(b)에서 정압의 회복은 상대적으로 증가하였다. 바다-압력면 구석에서 속도가 작으므로 마하수도 작음을 Fig. 15(c)에서 확인할 수 있다. 한편 Fig. 15(d)에서 바다-흡입면 코너에서 유선방향 와류의 존재를 확인할 수 있다. Fig. 16에는 유동각도가 50°인 경우 이들의 분포를 나타내었다. Fig. 16(a)에서 압력손실이 작은 코어영역은 매우 감소하였고 대부분의 손실은 압력면 구석에서 발생한다. Fig. 16(b)에서 정압회복은 상대적으로 감소하고 있는데 이는 압력손실의 증가가 크기 때문이다. Fig. 16(c)에서 마하수의 분포를 보면 코어에서 약간 증가하나 압력면 근처에서 감소한다. 이는 압력면-바다 구석에 두꺼운 점성층이 형성되었기 때문이다. 한편 Fig. 16(d)에서 바다-흡입면 코너에서 유선방향 와류의 존재는 앞서의 경우와 유사하나 그 크기는 커진 것을 알 수 있다. Fig. 17에는 유동각도가 70°인 경우 이들의 분포를 나타내었는데 이경우는 대칭면 유동구조에서 설명한 바와 같이 흡입면에 두꺼운 점성층이 형성되고 강한 역류구역이 관찰된다. Fig. 17(a)에서 압력손실이 작은 코어영역은 압력면 쪽으로 이동하였고, 손실은 상대적으로 흡입면 구석에서도 많이 발생한다. Fig. 17(b)에서 정압회복은 50°인 경우 보다 상대적으로 증가하고 있는데 이는 압력손실이 상대적으로 감소하기 때문이다. Fig. 17(c)에서 마하수의 분포를 보면 흡입면에 두꺼운 점성층이 형성됨을 확인할 수 있다. Fig. 17(d)에서 바다-흡입면 코너에서 유선방향 와류의 존재는 앞서의 경우와 유사하나 흡입면-바다 구석의 와류는 더욱 커진 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 원심압축기용 캐스케이드 디퓨저의 성능 및 유동해석을 위하여 전산코드를 개

발하여 베인레스 디퓨저와 베인디퓨저 계산에 적용하였으며 수치적 안정성과 효율적인 계산이 가능함을 알 수 있었다. 본 연구에서 채택된 캐스케이드 디퓨저에 대하여 제한적인 조건하에 수치 계산 결과를 다음과 같이 요약한다.

(1) 입구 베인 각이 59°인 디퓨저에서 입구 유동각도가 60°에서 최소 유동 손실계수를 보이고 63°에서 최대 압력회복계수를 보인다. 이 각도를 전후하여 손실이 증가하고 압력회복계수가 감소한다.

(2) 이러한 성능의 변화는 유동각에 따른 베인 앞날 근처에서 정체점의 위치, 압력분포, 유동박리의 유무에 따라서, 또한 베인의 하류에서의 점성유동의 형성에 따라서 영향을 받는다. 특히 유동각이 작은 경우에는 베인의 압력면에서 두꺼운 경계층 및 유동박리의 형성을, 큰 경우에는 흡입면 하류에서 유동 박리가 수반되는 경계층의 형성을 관찰할 수 있다.

(3) 설계점(최소 손실점과 최대 압력회복점 사이) 근처에서 편향각은 1°~4° 정도이고, 입구유동각과 베인각을 기준으로한 영각은 1°~4° 사이의 값이다. 압력면에서 흡입면 쪽으로 2차유동이 형성되어 벽면 근처에서 영각은 대칭면에서 보다 증가한다. 압력손실계수의 분포를 보면 코어에서는 0.01이하로 매우 작으나, 바다에서 크고 바다-압력면 구석에 집중적으로 발생한다.

(4) 유동각이 설계점을 벗어나는 경우 디퓨저 성능의 변화물 3차원 유동구조를 관찰하여 이해할 수 있었다. 본 연구를 통해서 개발된 수치해석 방법은 앞으로 다양한 형상의 디퓨저와 유동조건이 디퓨저의 성능에 미치는 효과를 연구하는데 활용될 수 있다고 생각한다.

후 기

본 연구는 과학기술처 지원 핵심엔지니어링과제(97-NE-03-02-A-02)의 지원으로 수행되었다. 또한 서울대 터보.동력기계연구센터와 아주대 자동차연구소의 시설 지원으로 이루어졌음을 밝히며 관계기관의 여러분에게 감사드리는 바이다.

참고문헌

- (1) Senoo, Y., 1981, "Low Solidity Circular

- Cascade for Wide Flow Range Blower," *Proceedings of Advanced Concepts in Turbomachinery*, Fluid Dynamics Institute, Hanover, New Hampshire.
- (2) Smith, V. J., 1970, "A Review of the Design Practice and Technology of Radial Compressor Diffuser," *ASME Paper*, 70-GT-116.
- (3) Pampreen, R. C., 1972, "The Use of Cascade Technology in Centrifugal Compressor Vaned Diffuser Design," *ASME J. of Eng. for Power*.
- (4) Senoo, Y. and Hayami, H., 1983, "Low Solidity Tandem Cascade Diffusers For Wide Flow Range Centrifugal Blowers," *ASME-Paper* 83-GT-3.
- (5) Inoue, M. and Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers," *J. of Eng. for Gas Turbine and Power*, 106.
- (6) Dalbert, P., Gyarmathy, G., and Sebestyen, A., 1993, "Flow Phenomena in a Vaned Diffuser of a Centrifugal Stage," *ASME paper* 93-GT-53.
- (7) Osborne, C. and Sorokes, J., 1988 "The Application of Low Solidity Diffusers in Centrifugal Compressors," *ASME Winter Annual Meeting 1988, FED Symposium, Chicago*.
- (8) Sorokes, J. M. and Welch, J. P., 1992, "Experimental Results on a Rotatable Low Solidity Vaned Diffuser," *ASME Paper*, 92-GT-19.
- (9) Hayami, H., Sawae, M., Nakamura, T. and Kawaguchi, N., 1993, "Blade loading and Shock Wave in a Transonic Circular Cascade Diffuser," *Trans. of the ASME, J. of Turbomachinery*, 115.
- (10) Dawes, W. N., 1995, "A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller With Its Vaned Diffuser: Flow Analysis," *ASME Journal of Turbomachinery*, 117.
- (11) Harada, H. and Goto, M., 1993, "Numerical and Experimental Studies of Single and Tandem Low Solidity Cascade Diffusers in a Centrifugal Compressor," *ASME Paper* 93-GT-108.
- (12) Casartelli, E., Saxer, A. P. and Gyarmathy, G., 1998, "Performance Analysis in a Subsonic Radial Diffuser," *ASME-Paper* 98-GT-153.
- (13) 강신형 등, 1998, "터보 공기압축기 통합 설계시스템 개발," 과학기술부 연구보고서, 97-NE-03-02-A-02.
- (14) Coakley, T. J., 1985, "Implicit Upwind Methods for the Compressible Navier-Stokes Equations," *AIAA Journal*, Vol. 23, pp. 374~380.
- (15) Choi, D and Knight, C. J., 1988, "Computation of Three Dimensional Viscous Linear Cascade Flows," *AIAA Journal*, Vol. 26, pp. 1477~1482.
- (16) Coakley, T. J., 1983, "Turbulence Modeling Methods for the Compressible Navier-Stokes Equations," *AIAA Paper* 83-1693.
- (17) Douglas, J. and Gunn, J. E., 1964, "A General Formulation of Alternating Direction Method -Part 1-Parabolic and Hyperbolic Problems," *Numerische Mathematik*, Vol. 82, pp. 428~453.
- (18) Pulliam, T. H. and Chaussee, D. S., 1981, "A Diagonal Form of an Implicit Approximate Factorization Algorithm," *Journal of Computational Physics*, Vol. 39, pp. 347~363.
- (19) Roe, P. L., 1981, "The Use of the Riemann Problem in Finite Difference Schemes," *Proceedings of the 7th International Conference on Numerical Methods in Fluid dynamics*, Lecture Notes in Physics, Vol. 141, pp. 354~35.