

3차원 천음속 원심압축기 디퓨저의 탈설계 성능에 관한 수치적 연구

김 상 덕*, 송 동 주**

A Numerical Study on the Off-Design Performance of Three-Dimensional Transonic Centrifugal Compressor Diffusers

Sang Dug Kim*, Dong Joo Song**

Key Words : 원심압축기 디퓨저(*centrifugal compressor diffuser*), 난류모델(*turbulence model*), 탈설계성능(*off-design performance*), 압력계수(*pressure coefficient*)

ABSTRACT

A three-dimensional CSCM upwind flux difference splitting Navier-Stokes code with two-equation turbulence models was developed to predict the transonic flows in centrifugal compressor diffuser. The $k-\epsilon$ model of Abe et al. performed well in predicting the pressure distribution in the shock wave/turbulent boundary-layer interaction. Three turbulence models predicted the similar distribution of static pressure through the diffuser and showed a good agreement with the experimental results. The secondary flows in the corner were predicted well by these turbulence models. The pressure increase before the throat of the diffuser vane is important for the overall pressure recovery. As the mass flow rate increased, the blockage decreased at the throat. The pressure coefficient distribution through the diffuser depended on the throat blockage, not on the rotational speed of the impeller

1. 서 론

높은 압력 비와 많은 질량유량을 수송할 수 있는 소형 고성능 원심압축기가 요구되므로, 원심압축기 임펠러 출구의 유동에너지가 높아져서 보다 효율적인 압력회복을 위하여 베인 디퓨저를 장착한다[1]. 임펠러와 베인 디퓨저 사이의 복잡한 유동현상으로 인해서, 임펠러 출구로부터 베인 디퓨저로 유입되는 유동 특성을 많은 연구자들이 실험적, 또는 이론적으로 광범위하게

연구하여 왔다. 이 영역에서는 임펠러와 베인 디퓨저 유동의 강한 상호작용으로 "zone of rapid adjustment" 나 베인 디퓨저 목에서 초음속 유동영역과 충격파를 발생시킨다. Krain [2]은 임펠러와 디퓨저의 상호작용으로 발생하는 디퓨저 입구영역에서 주기적인 비정상 유동이 있음을 실험적으로 보여주었다. Inoue와 Cumpsty [3]는 베인 디퓨저 입구에 있는 강한 비정상 유동은 빠르게 소멸해서 유로를 따라 짧은 거리사이에서 인지할 수 없게 됨을 보여주었다. Dawes [4]는 디퓨저 입구영역에서 발생하는 복잡한 와류(vortex)현상을 수치 해석적으로 보여주었다. Muggli 등 [5]은 비정

* 영남대학교 기계공학부 대학원

** 영남대학교 기계공학부

상 유동 해석의 시간 평균 결과가 정상 유동 해석의 결과와 유사함을 보여주었다.

Abe 등 [6]이 제안한 $k-\varepsilon$ 2-방정식 난류 모델 (two-equation turbulence model)은 벽면마찰속도 (friction velocity) 대신, Kolmogorov 속도를 사용하여 강한 역압력 구배가 있는 유동장 예측에 좋은 성능을 보여주었다.

본 연구에서는 Lombard 등 [7]의 CSCM (Conservative Supra Characteristic Method) flux difference splitting 방법을 이용한 압축성 Navier-Stokes 방법에 여러 가지 난류모델을 사용하여 천음속 원심압축기 디퓨저내의 유동현상 및 성능해석을 하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 CSCM 풍상 차분법

본 연구에서 사용한 3차원, 압축성, 점성유체 Navier-Stokes 방정식을 일반 곡면 좌표계에서 쓰면 참고문헌[7]과 같다. 본 연구에서 사용된 난류방정식은 Baldwin-Lomax 대수 방정식[8], Abe 등의 $k-\varepsilon$ 방정식[6]과 Wilcox의 $k-\omega$ 방정식[9]을 사용하였다.

$$\frac{\partial q_t}{\partial t} + \frac{\partial E_t}{\partial x} + \frac{\partial F_t}{\partial y} + \frac{\partial G_t}{\partial z} = \frac{\partial E_{vt}}{\partial x} + \frac{\partial F_{vt}}{\partial y} + \frac{\partial G_{vt}}{\partial z} + S \quad (1)$$

$$q_t = \begin{bmatrix} \rho k \\ \rho \phi \end{bmatrix} \quad E_t = \begin{bmatrix} \rho u k \\ \rho u \phi \end{bmatrix} \quad F_t = \begin{bmatrix} \rho v k \\ \rho v \phi \end{bmatrix} \quad G_t = \begin{bmatrix} \rho w k \\ \rho w \phi \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$E_{vt} = \begin{bmatrix} (\mu + \frac{H_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x} \\ (\mu + \frac{H_t}{\sigma_\phi}) \frac{\partial \phi}{\partial x} \end{bmatrix} \quad F_{vt} = \begin{bmatrix} (\mu + \frac{H_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial y} \\ (\mu + \frac{H_t}{\sigma_\phi}) \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{bmatrix}$$

$$G_{vt} = \begin{bmatrix} (\mu + \frac{H_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial z} \\ (\mu + \frac{H_t}{\sigma_\phi}) \frac{\partial \phi}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$k-\varepsilon$ 의 생성항(source) 벡터는 다음과 같다.

$$S = \begin{bmatrix} P_k - \rho \varepsilon \\ c_1 f_1 \frac{\varepsilon}{k} P_k - c_2 f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서 $\sigma_k=1.87, \sigma_\phi=1.87, c_1=1.6, c_2=1.9,$

$$f_1=1 \quad f_2 = [1 - \exp(-y^*/3.1)]^2 \times [1 - 0.3 \exp[-(R_t/6.5)^2]]$$

$$f_\mu = [1 - \exp(-y^*/14)]^2 \times [1 + (5/R_t^{3/4}) \exp[-(R_t/200)^2]]$$

난류 생성항과 난류점성은 다음과 같다.

$$P_k = \mu_t \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \quad (5)$$

$$\mu_t = c_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$k-\omega$ 의 생성항 벡터는 다음과 같다.

$$S = \begin{bmatrix} P_k - \beta^* \rho \omega k \\ \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 $\beta=3/40, \beta^*=0.09, \sigma_k=2.0, \sigma_\omega=2.0, \alpha=5/9, \gamma^*=1$ 이며, 난류점성은 다음과 같다.

$$\mu_t = \rho \gamma^* \frac{k}{\omega} \quad (8)$$

2.2 격자 및 경계 조건

원심압축기 디퓨저의 3차원 난류 유동장 해석을 위해서 $61 \times 82 \times 42$ 의 H형 격자를 사용하여 타원형 격자형성법을 사용하였다. 경계조건으로 입구에서 익렬의 선단까지 부분, 익렬의 후단에서 출구까지의 부분

Table 1 Wall boundary condition of dissipation rate

Model	variable	value
Abe et al.	ε	$\frac{2vk_1}{y_1^2}$ or $\nu\left(\frac{\partial\sqrt{k}}{\partial y}\right)^2$
Wilcox	ω	$\frac{6\nu}{\beta y^2}$ as $y \rightarrow 0$

에는 원주방향으로 주기경계조건이 적용되었다. 여기에서는 Patankar와 Sparrow [10]의 Cyclic TDMA를 원통좌표계로 되어있는 디퓨저 주기경계점에 맞게 변형시켰으며 그 방법은 참고문헌 [11]과 같다. 벽면 조건으로는 점착조건 및 단열조건을 사용하였다. 난류 운동에너지는 벽면에서 영의 값을 가지며 난류소산항에 대한 벽면 경계조건은 표 1과 같다. 입구경계면에서는 디퓨저의 입구유동의 불균일성과 질량유량을 고정하는 물리적 경계조건을 사용하였다. 출구경계면은 주어진 질량유량과 계산되어진 질량유량을 비교하여 출구 정압을 변환시키는 출구 질량유량 경계조건을 사용하였다[11].

3. 결과 및 토의

3.1 3차원 코드검증: 축대칭 유동장해석 비교

3차원 압축성 난류 유동장 해석을 위해 개발된 코드의 정확성을 검증하고자 bump가 있는 축대칭 천음속 유동장을 세가지 난류 모델을 사용하여 해석하

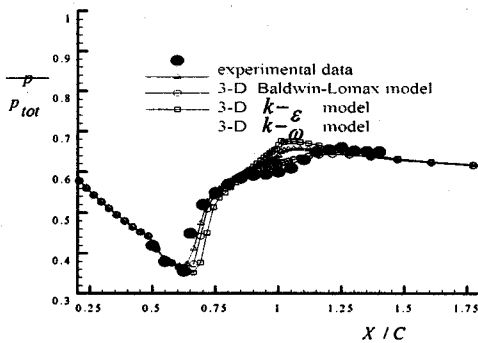


Fig.1 Wall pressure distribution along the axisymmetric bump

였다. Fig.1은 하류방향으로 벽면을 따른 압력분포를 Settles 등 [12]의 실험결과와 비교하였다. 실험결과에 따르면 $x/c = 1$ 에서 압력 분포가 완만한 것을 볼 수 있는데 이것은 이 지점에서 충격과 발생($x/c=0.6$) 이후에 생겨난 유동의 박리 현상으로 점성유동과 비점성유동의 강한 상호작용에 기인한 것이다. 이러한 복잡한 유동장의 압력분포를 Abe등의 난류모델이 잘 예측함을 볼 수 있었다.

위의 결과로부터 개발되어진 3차원 압축성 코드는 압축성 난류 유동해석에 정확성과 신뢰성을 갖는 것을 알 수 있었다.

3.2 유동장 예측에 대한 난류 모델의 영향

Fig.2은 질량유량이 6.0kg/s일 때 세가지 난류모델에 의한 압력분포를 보여주고 있다. 세가지 모델 모두 디퓨저내의 각각의 지점에서 유사한 경향을 보이고 있으며 이것은 실험의 결과[13]와 잘 일치하고 있다. Fig.3은 디퓨저 내부 유동장에서 blockage분포를 보여주고 있다. Blockage는 다음과 같이 정의하였다.

$$blockage = 1 - A_{eff}/A_{geom} \quad (9)$$

여기서 A_{eff} 는 각각의 지점에서 질량 평균된 상대량들로 구하였다.

$$A_{eff} = \frac{\dot{m} \cdot R \cdot T_{tot,2}}{a \cdot Ma \cdot \dot{p}} \left(\frac{\dot{p}}{\dot{p}_{tot}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (10)$$

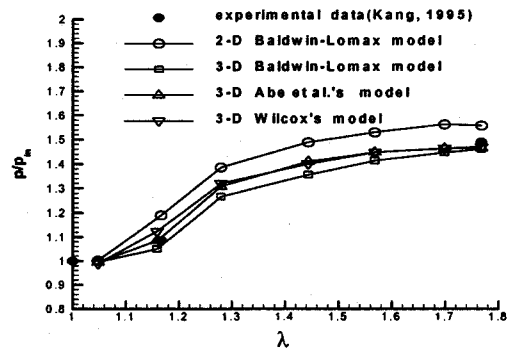


Fig.2 Comparison of the pressure recovery

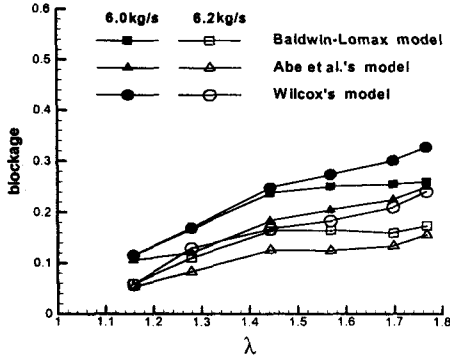


Fig.3 Comparison of the blockage among three different turbulence models

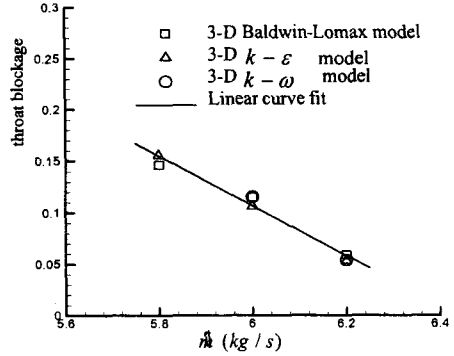
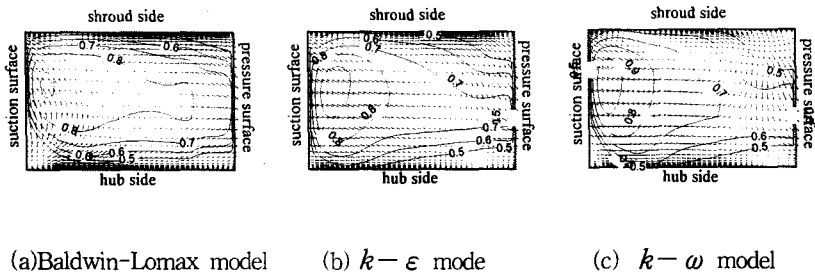


Fig.4 Throat blockage distribution with mass flow rates.



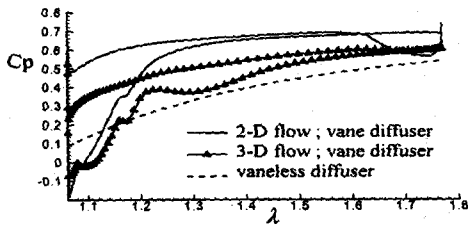
(a) Baldwin-Lomax model (b) $k-\epsilon$ mode (c) $k-\omega$ model

fig.5 Comparison of Mach number contour and secondary flow vectors among three different turbulence model

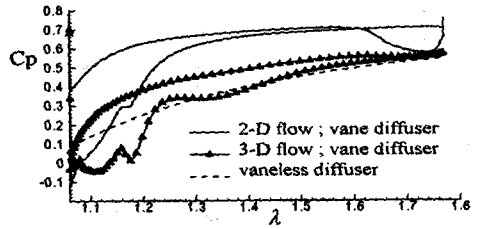
$k-\omega$ 난류 모델은 입구에서의 ω 의 분포가 하류에서 경계층 발달에 영향을 줌으로서[14] 디퓨저 유동장의 하류에서 가장 큰 blockage분포를 보여주고 있다. 이 blockage의 발달은 부분적으로 하류에서 이차 유동의 발달과 난류모델의 특성에 영향을 받고있으며 디퓨저 목(throat)이후 유로내에서 압력회복을 감소시킨다. Fig.4에서는 질량유량 변화에 대한 디퓨저 목에서의 blockage변화를 비교하였다. 질량유량이 surge에서 choke 조건으로 변화할 때 blockage는 감소하였다. 이러한 분포는 세가지 모델이 유사한 결과를 보여주었다.

이차유동은 불균일한 전압력 분포와 경계층의 발달에 기인하는 것으로 축방향의 전압력의 기울기는 불균일한 속도 분포와 강하게 연관되어있다. 이러한 경계층의 분포는 유동장 입구에서부터 유로 와류(passage vortices)와 말발굽와류(horse-shoes vortices)를 발생시

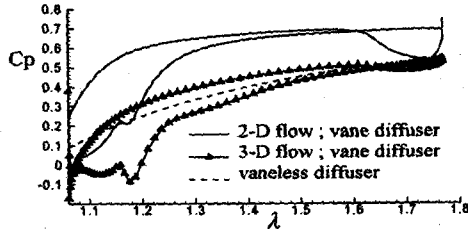
킨다. Fig.5는 디퓨저 목 근처의 하류에서 압력면과 부압력면 사이의 면에서 cross-flow 속도분포와 마하수 분포를 보여주고 있다. 얇은 배계두께의 발달을 가져오는 높은 속도의 유동이 부압력면 근처에 압력면쪽 보다 넓게 분포함을 볼 수 있다. 유로 와류는 전 유로를 채우고 있으며 이의 발달은 디퓨저 목 하류에서의 말발굽 와류의 발달과 강하게 연관되어있다. 이방정식 난류모델들은 허브와 부압력면 사이에서 발달된 와류가 목을 지나며 빠르게 유로 와류에 포함되어지는 것을 보여주고 있다. Baldwin-Lomax 난류모델은 선단에서 발생한 말발굽와류가 디퓨저 출구까지 발달되는 것을 보여주었다. 디퓨저 입구의 압력면에서 큰 입사각(incidence angle)으로 인하여 감소된 속도는 쉬라우드(shroud side) 근처에서 유동의 박리를 보여주었다. 이 유동의 박리는 유동장 하류까지 발달하지만 디퓨저 출구 근처에서 유로 와류에 포함되어진다.



(a) mass flow rate 5.8kg/s



(b) mass flow rate 6.0kg/s



(c) mass flow rate 6.2kg/s

Fig.6 Pressure coefficient distribution at different mass flow rates

3.3 질량유량 변화의 영향

본 연구에서는 디퓨저 입구유동을 불균일분포로 하여 세가지 임펠러의 회전 속도(24300, 27000, 29700rpm)에 대한 디퓨저내 유동장 변화를 살펴보았다.

Fig.6은 임펠러의 회전 속도가 27000rpm일 때 압력계수의 분포를 보여주고 있다. 부압력면 선단에서 목 근방부분 ($\lambda \approx 1.2$)까지 질량유량이 5.8kg/s일 경우 벽면을 따라 계속적인 압력 증가를 보여주었다. 이 영역에서는 유동방향을 따라 정압의 상승으로 나타나는 유동의 확산효과(diffusion effect)가 있다. 질량유량의 증가와 함께 유로의 입사각이 감소할 때 부압력면의 디퓨저 목까지 입구 영역의 정압상승은 감소하였다 (Fig.6(b)). 질량유량이 6.2kg/s일 경우에는 부압력면 선단에서 목까지 압력의 회복은 없었다(Fig.6(c)). 질량유량이 변화할 때 디퓨저 목이후에서 압력 상승의 경향은 유사하였다. 이것으로 디퓨저 후단까지의 압력회복의 크기는 디퓨저 입구와 목사이에서의 압력상승이

큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 베인리스 디퓨저를 가정하여 Stanitz [12]의 방정식을 이용한 해석을 본 3차원 해석결과와 비교하였을 때, 베인리스를 가정한 결과는 디퓨저 유동장에서 출구까지 계속적인 압력 회복을 보여 주었다. 그리고 베인드 디퓨저와 다르게 질량유량의 변화에도 압력회복이 크게 변화하지 않았다. Fig.7은 세가지 임펠러의 회전속도에서 목의 blockage 변화에 따른 압력계수의 변화를 보여주고 있다. 목의 blockage 가 증가 할 때 입구에서 목까지의 압력계수(Cp_{24})는 증가하였다. 그러나, 목의 blockage 가 증가 할 때 목에서부터 출구사이의 압력계수(Cp_{45})는 감소하였다. 이 같은 압력계수의 분포는 디퓨저 목의 blockage 분포에 강하게 연관되어있음을 알 수 있다. Fig.8은 각각의 임펠러 회전 속도에 따른 surge와 choke 조건 사이의 압력 회복을 보여주고 있다. 임펠러 회전속도가 증가 할 때 압력회복이 증가하고 있으며, 같은 임펠러 회전 속도에서 질량유량이 증가하면 압력회복이 대체로 감소하였다. 임펠러의 속도 변화와 질량 유량 변화에 대한 탈 설계점에서 디퓨저의 성능을 잘 보여주고 있다.

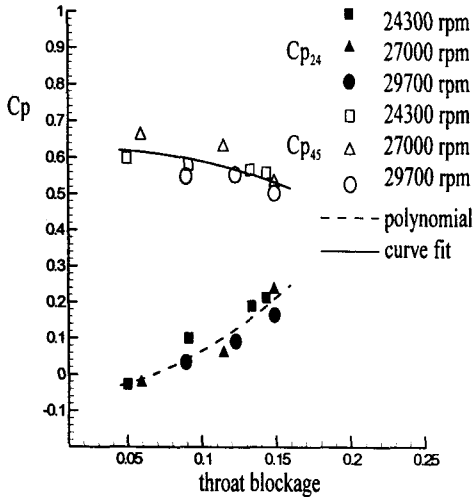


Fig.7 Pressure coefficient distribution with throat blockage

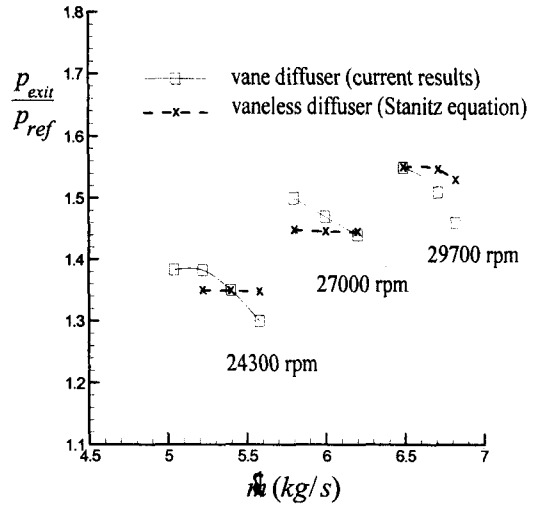


Fig.8 Comparison of the pressure recovery among three different impeller rotational speeds

4. 결론

본 연구에서는 CSCM 풍상차분법을 이용한 압축성 Navier-Stokes 방법을 사용하여 천음속 원심압축기 디퓨저 유동장을 해석하였다. 천음속 축대칭 bump 유동장을 해석시 Abe 등의 $k-\epsilon$ 난류모델의 결과가 충격파와 경계층 상호작용이 있는 유동장에서 압력분포가 실험 결과와 좋은 일치율을 보여주었다.

세가지 난류모델은 디퓨저내의 질량 평균된 압력 분포의 비교에서 서로 유사한 경향을 보였으며 이것은 실험결과와 좋은 일치율을 보여 주었다. 입구영역에서부터 발달한 유로 와류와 허브면과 부압력면 사이의 말발굽 와류의 소멸, 쉬라우드면 근방에서 발생한 유동의 박리 등을 새 모델이 잘 예측하였다.

디퓨저 후단까지의 압력회복의 크기는 디퓨저 입구와 목 사이에서의 압력상승이 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 질량유량이 증가할수록 blockage는 감소하였다. 압력회복은 같은 임펠러의 회전 속도에서 질량유량이 증가할수록 감소하였고 임펠러의 회전 속도가 증가하면 압력회복도 증가하였다. 입구와 목사이, 목과 출구사이의 압력계수의 변화는 디퓨저 목에서의 blockage에 강하게 의존하는 것을 알 수 있었다.

참고 문헌

- [1] Cumpsty, N. A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical, pp.285-301
- [2] Krain, H., 1981, "A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow," ASME Journal of Engineering for Power, Vol.103, pp.688-697.
- [3] Inoue, M. and Cumpsty, N. A., 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers," Trans. of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 455-467.
- [4] Dawes, W. D., 1994, "A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with its Vaned Diffuser: Flow Analysis," ASME Paper 94-GT-105.
- [5] Muggli, F., Wiss, D., Eisele, K., Zhang, Z., Casey, M. V. and Galpin, P., 1996,

- "Unsteady Flow in the Vaned Diffuser of a Medium Specific Speed Pump, Proc. of the 1996 Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition. 10-13 June, ASME-Paper 96-GT-157, New York.
- [6] Abe, K., Nagano, Y. and Kondoh, T., 1992, "An Improved $k-\epsilon$ Model for Prediction of Turbulent Flows with Separation and Reattachment," Trans. JSME Series B, Vol.58, pp.3003-3010.
- [7] Nagaraj, N., Lombard, C. K., and Bardina, J., 1988, "Navier-Stokes Simulation of 3-D Hypersonic Equilibrium Air Flow," AIAA -88-2695.
- [8] Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows, " AIAA Paper No. 78-257.
- (9) Wilcox, D. C., 1993, "Comparison of Two-Equation Turbulence Models for Boundary Layers with Pressure Gradient," AIAA Journal, Vol.31, pp.1414-1421.
- [10] Patankar, S. V., Liu, C. and Sparrow, E. M., 1977, "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area," Trans. of ASME J. Heat Transfer, Vol.99, pp.180-186.
- [11] 김상덕, 송동주, 1999, "3차원 천음속 원심 압축기 디퓨저 성능연구," 유체기계 저널 제2권 제1호, pp.64-72.
- [12] Settles, G.S., Fitzpatrick, T.J., and Bogdonoff, S.M., 1979, "Detailed Study of Attached and Separated Compression Corner Flowfield in High Reynolds Number Supersonic Flow," AIAA J., Vol. 7, No. 6, pp.579-585.
- [13] 강신형, 1995, 실험자료 제공
- [14] Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, Vol.32, pp.1598-1605.