

3차원 천음속 원심압축기 디퓨저 성능연구

김상덕* · 송동주**

Performance Analysis of Three-Dimensional Transonic Centrifugal Compressor Diffuser

Sang-Dug Kim, Dong-Joo Song

Key Words: 원심압축기 디퓨저(*centrifugal compressor diffuser*), 질량유량경계조건(*mass flux boundary condition*), 수정된 주기 경계조건(*modified cyclic B.C.*), 압력계수(*pressure coefficient*)

ABSTRACT

CSCM upwind flux difference splitting compressible Navier-Stokes method has been used to predict the transonic flows in a centrifugal compressor diffuser. The modified cyclic TDMA and the mass flux boundary conditions were used as boundary conditions of the diffuser analysis. Broad flow separation on the suction surface near the hub and shroud was observed from the results of the mass flow rates 5.8, 6.0 and 6.2kg/s at 27000 rpm. The three-dimensional flow analysis predicted successfully that the static pressure increased and the total pressure decreased through the flow passage of the channel diffuser when compared to two-dimensional analysis due to the strong effect of the three-dimensional flow. The mass averaged loss coefficients and pressure coefficients were also studied.

1. 서론

엔진의 크기를 소형화하고 높은 압력 비와 많은 질량유량을 수송할 수 있는 고성능 원심압축기가 요구되므로, 원심압축기 임펠러 출구의 유동에너지가 높아져서 보다 효율적인 압력회복을 위하여 베인 디퓨저를 장착한다⁽¹⁾. 임펠러와 베인 디퓨저 사이의 복잡한 유동 현상으로 인해서, 임펠러 출구로부터 베인 디퓨저로 유입되는 유동 특성을 많은 연구자들이 실험적으로, 이론적으로 광범위하게 연구하여 왔다. 이 영역에서는 임펠러와 베인 디퓨저 유동의 강한 상호작용으로 “zone of rapid adjustment”나 베인 디퓨저 목에서 초음속 유

동영역과 충격파를 발생시킨다. 그리고 임펠러 출구에서 제트와 후류가 형성되고, 그 결과 베인 디퓨저 입구의 유동은 강한 변동현상(fluctuation)과 후류의 혼합(mixing)이 존재한다. Baghdadi⁽²⁾는 후류가 있는 실험장치와 후류가 없는 실험장치로 비교 실험한 결과, 후류의 혼합과 후류에 의한 비정상유동은 디퓨저의 성능 예측시 크게 영향을 끼치지 않는다는 결론을 내렸다. Morishita⁽³⁾는 전체 원심압축기 효율을 실험으로 측정하여 임펠러 손실보다는 비정상 점선속도 성분이 제거되는 베인 디퓨저 입구영역의 손실이 전체 원심압축기 효율에 큰 영향을 끼친다는 것을 보여주었다. Inoue와 Cumpsty⁽⁴⁾는 베인 디퓨저 입구에 있는 강한 비정상유동은 빠르게 소멸해서 유로를 따라 짧은 거리 사이에서 인지할 수 없게 된다는 결론을 내린 바 있다. 그래서, 시간 평균된 유동변수의 가정을 도입할 수 있다.

* 영남대학교 기계공학부 대학원

** 영남대학교 기계공학부

본 연구에서는 Lombard 등⁽⁵⁾의 CSCM(Conservative Supra Characteristic Method) flux difference splitting 방법을 이용한 압축성 Navier-Stokes 방법에 Baldwin-Lomax 난류모델⁽⁶⁾을 사용하여 천음속 원심압축기 디퓨저내의 유동현상 및 성능해석을 하였다.

2. 수치해석 방법

2.1. CSCM 풍상차분법

CSCM 풍상차분법의 특징은 (1) 완전히 결합된 내재적 경계점 근사를 채용하고 있으며, (2) 약한 보존적 형태라도 Roe의 'U' 성질을 만족시키므로써 충격파를 정확히 포착하는 성질이 있고, (3) 중앙차분법 사용시 발생하는 헤의 진동현상을 인공감쇄항 없이 효과적으로 억제 할 수 있다. (4) 대각지배 ADI방법을 사용한 solver로 빠른 계산 속도 등이 있다.

본 연구에서 사용한 3차원, 압축성, 점성유체 Navier-Stokes 방정식을 일반 곡면 좌표계에서 쓰면 참고문헌⁽⁵⁾과 같다. 풍상차분법에 있어서 비점성 플럭스항 ΔE 는 Jacobian 행렬 \bar{A} 의 상사 변환을 이용하여 다음과 같이 여러 형태로 쓰일 수 있다.

$$\begin{aligned} \partial E &= \bar{A} \partial q & (1-a) \\ &= \overline{MTA} \overline{T}^{-1} \overline{M}^{-1} \partial q & (1-b) \\ &= \overline{MTA} \overline{T}^{-1} \partial \tilde{q} = \overline{MA} \partial \tilde{q} & (1-c) \\ &= \overline{MTA} \partial \tilde{q} \end{aligned}$$

$\overline{A} = \overline{TA} \overline{T}^{-1}$, \tilde{q} 는 원시 변수, \tilde{q} 는 특성 변수이다. 각각 변수들간의 변환은 $\partial \tilde{q} = \overline{M}^{-1} \partial q$, $\partial \tilde{q} = \overline{T}^{-1} \partial \tilde{q}$ 이다. \overline{M} 행렬은 \tilde{q} 를 q 로 변환시켜준다. \overline{T}^{-1} 행렬은 원시변수를 특성변수로 바꾸어 주는 행렬이다. 진리함수를 사용하여 고유치의 부호에 따라 $\Delta_\xi E$ 를 $\Delta_\xi E^+$ 와 $\Delta_\xi E^-$ 로 나누는 과정은 식 (1-b)를 사용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D^+ &= \frac{1}{2} \left[\frac{A}{|A|} + 1 \right], \quad \Delta_\xi E^+ = \overline{MTD}^+ \overline{T}^{-1} \overline{A} \Delta_\xi \tilde{q} \\ D^- &= \frac{1}{2} \left[1 - \frac{A}{|A|} \right], \quad \Delta_\xi E^- = \overline{MTD}^- \overline{T}^{-1} \overline{A} \Delta_\xi \tilde{q} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서 보존변수 q 를 이용하여 표시함으로써

Roe의 보존 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta_\xi E^+ &= \overline{MTD}^+ \overline{T}^{-1} \overline{M}^{-1} \Delta_\xi q = \overline{A}^+ \Delta_\xi q \\ \Delta_\xi E^- &= \overline{MTD}^- \overline{T}^{-1} \overline{M}^{-1} \Delta_\xi q = \overline{A}^- \Delta_\xi q \end{aligned} \quad (3)$$

이산화는 풍상차분법을 이용하여 일반적인 내부점을 선형화하고, ξ -축방향으로 symmetric Gauss-Seidel 방법을 사용하며, ξ -면에 대해서는 내재적인 왼쪽 항을 근사인수분해하여 대각지배 ADI방법을 도입하여 해를 구할 수 있다⁽⁵⁾.

2.2. 격자 및 경계 조건

원심압축기 디퓨저의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있으며, 3차원 유동장 해석을 위해서 $130 \times 80 \times 40$ 의 H형 격자를 사용하여 타원형 격자형성법을 사용하였다. 경계조건으로 입구에서 익렬의 선단까지 부분, 익렬의 후단에서 출구까지의 부분에는 원주방향으로 주기경계조건이 적용되었다. 여기에서는 Patankar와 Sparrow⁽⁷⁾의 Cyclic TDMA를 원통좌표계로 되어 있는 디퓨저 주기경계점에 맞게 변형시켰으며 그 방법은 다음과 같다.

주기 경계면이 각도 θ 만큼 회전변환에 의해 연속된다는 주기경계조건을 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \begin{vmatrix} B_1 & C_1 & 0 & 0 & 0 & A_1 \cos \theta \\ A_2 & B_2 & C_2 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C_{N-1} \cos \theta & 0 & 0 & 0 & A_{N-1} & B_{N-1} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \delta q_1 \\ \delta q_2 \\ \vdots \\ \delta q_{N-1} \end{vmatrix} \\ = \begin{vmatrix} F_1 - A_1 \Delta Q_{N-1}^* \\ F_2 \\ \vdots \\ F_{N-1} - C_{N-1} \Delta Q_1^* \end{vmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\Delta Q_1^* = \begin{vmatrix} \delta \rho_1 - \delta \rho_1 \cos \theta \\ -\delta \rho v_1 \sin \theta \\ \delta \rho u_1 \sin \theta \\ \delta \rho w_1 - \delta \rho w_1 \cos \theta \\ \delta \varepsilon_1 - \delta \varepsilon_1 \cos \theta \end{vmatrix}, \quad \Delta Q_{N-1}^* = \begin{vmatrix} \delta \rho_{N-1} - \delta \rho_{N-1} \cos \theta \\ \delta \rho v_{N-1} \sin \theta \\ -\delta \rho u_{N-1} \sin \theta \\ \delta \rho w_{N-1} - \delta \rho w_{N-1} \cos \theta \\ \delta \varepsilon_{N-1} - \delta \varepsilon_{N-1} \cos \theta \end{vmatrix} \quad (5)$$

위 식은 내재적으로 되어있으므로 Newton 반복법을 이용하여 식 (6)과 같은 수렴조건을 만족할 때까지 푼다.

$$\sum (\delta q_{N-1}^n - \delta q_{N-1}^{n-1}) + \sum (\delta q_1^n - \delta q_1^{n-1}) \leq 10^{-10} \quad (6)$$

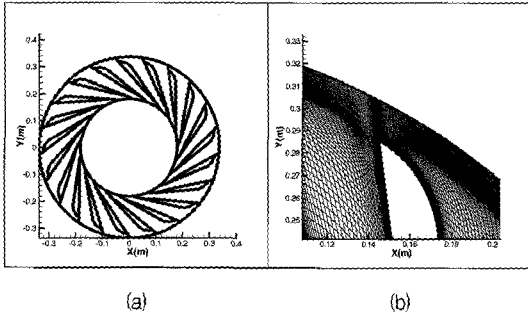


Fig. 1 (a) The whole centrifugal compressor diffuser geometry and (b) an enlarged view near the trailing edge

벽면 조건으로는 점착조건 및 단열조건을 사용하였다. 입구경계면에서는 디퓨저의 입구유동의 불균일성과 질량유량을 고정하는 물리적 경계조건을 사용하였다. 출구경계면은 주어진 질량유량과 계산되어진 질량유량을 비교하여 출구 정압을 변환시키는 출구 질량유량 경계조건을 사용하였다.

$$p^{n+1} = [1 + \alpha(\dot{M}_o^n - \dot{M}_i) / \dot{M}_i] p^n \quad (7)$$

여기서 p 는 출구정압, \dot{M}_i , \dot{M}_o 은 각각 주어진 출구 질량유량과 계산된 출구 질량유량, α 는 이완계수이다.

3. 결과 및 토의

3.1. 3차원 코드 검증 : 2차원과 축대칭 유동해석 비교

3차원 압축성 유동장해석을 위해 개발된 코드의 정확성을 검증하고자 다음 두 가지 문제를 먼저 해석하였다.

첫 번째, 16° 경사면을 갖는 Ramp유동의 초음속 2차원 유동장을 2차원 코드와 3차원 코드로 각각 해석하여 비교하였다⁽⁸⁾. 이러한 유동장에서는 압축코너로부터 방사되는 충격파와 난류경계층의 상호작용으로 박리 등 복잡한 유동현상을 보여준다. Figs. 2(a), (b)는 벽면을 따른 정압비의 분포와 벽면마찰계수를 보여준다. 3차원 해석의 결과는 2차원 해석의 결과와 같이 실험과 좋은 일치를 보여주고 있다. Fig. 3에서는 충격파 전후에서 속도분포를 비교하였다.

두 번째, Bump가 있는 축대칭 천음속 유동장⁽⁹⁾을 축대칭 방정식을 이용하여 해석한 결과와 3차원 해석 결과를 비교하였다. Figs. 4(a), (b)는 하류방향으로 벽면을 따른 정압비의 분포와 마찰계수의 분포를 보여주고 있다. 축대칭과 3차원 유동해석 결과 모두 충격파

의 위치와 충격파후 압력 상승을 잘 예측하고 있으며 유동의 박리와 재부착점을 잘 예측하고 있다.

위의 결과들로부터 개발되어진 3차원 압축성 코드는 유동해석을 위한 정확성과 신뢰성을 갖는 것을 알 수 있다.

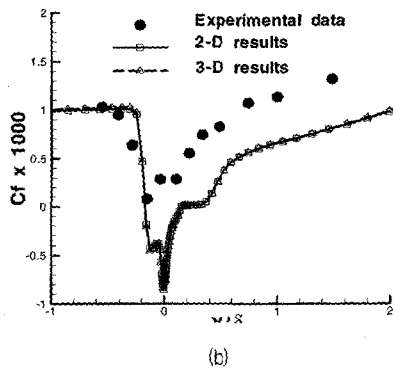
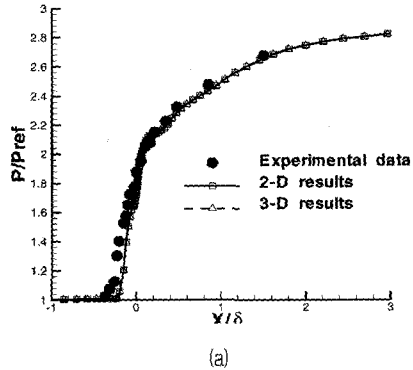


Fig. 2 (a) Wall pressure and (b) skin friction distribution comparison for the 16° compression ramp

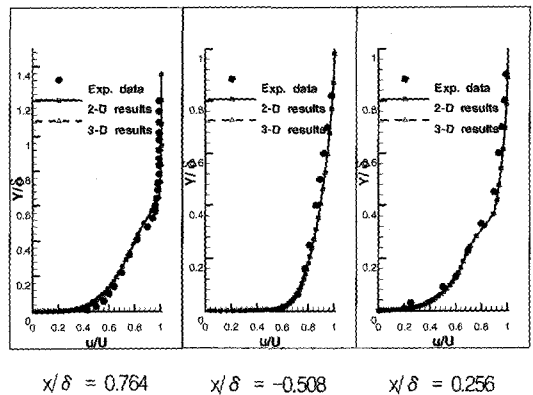
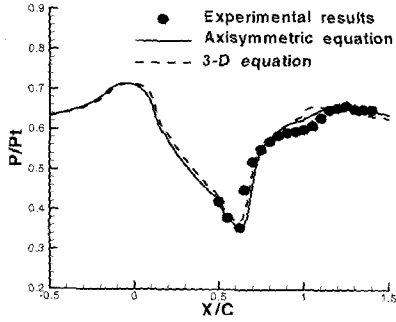
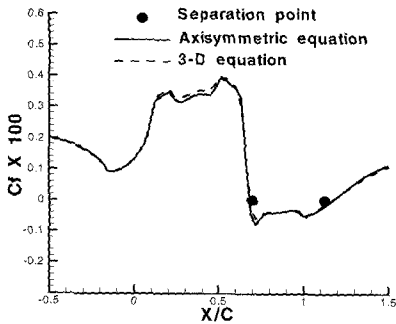


Fig. 3 Mean velocity profile comparison for the 16° compression ramp

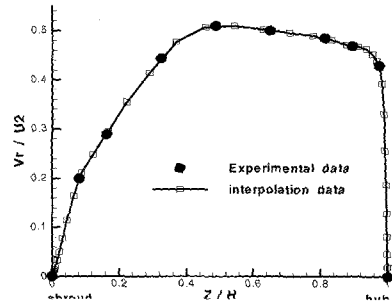


(a)

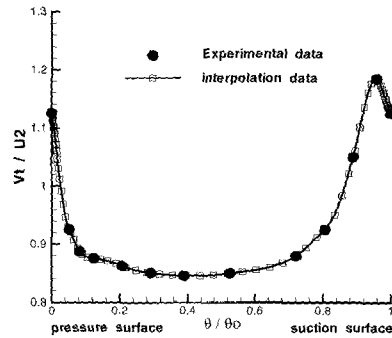


(b)

Fig. 4 (a) Wall pressure and (b) skin friction distribution comparison for an axisymmetric bump



(a)



(b)

Fig. 5 Velocity profiles at the inlet of the diffuser

3.2. 디퓨저 입구 유동의 균일과 불균일 분포의 영향

임펠러 출구에서의 속도와 압력 분포는 허브와 슈라우드 사이의 높이 방향과 부압력면과 압력면사이의 원주방향으로 큰 변화를 갖는 복잡한 3차원 유동 형태를 보인다. 본 연구에서는 먼저 디퓨저 입구의 유동장 분포가 디퓨저 전체 유동장에 미치는 영향을 알아보고자, 입구영역을 균일하다고 가정한 경우와 불균일 분포로 가정한 경우의 디퓨저 유동장 해석 결과를 비교하였다. 몇 가지 디퓨저의 구성과 질량유량의 변화에도 디퓨저 입구의 시간평균 유동분포가 매우 유사함을 보여주는 Inoue와 Cumpsty의 실험결과⁽⁴⁾를 바탕으로 유동장의 불균일 분포를 가정하였다. Fig. 5(a)는 부압력면 가까이에서 슈라우드와 허브 사이의 반경방향 속도(V_r)를, Fig. 5(b)는 허브와 슈라우드의 중간 높이에서 부압력면과 압력면 사이의 원주방향 속도(V_t)를 각각 임펠러 익말단 속도(U_2)로 무차원화한 분포를 보여주고 있다. 정압은 허브와 슈라우드 방향으로 균일 분

포를 가지며 전압은 부압력면과 압력면 사이에서 균일 분포를 가진다고 가정하였다. 반경방향 속도분포를 통하여 입구질량유량을 결정하고 원주방향과 반경방향 속도분포로 전압, 입구 마하수와 입구유동각을 결정하여 입구유동조건으로 사용하였다.

Fig. 6은 축 중심에서부터 압력면과 부압력면 상의 반경을 임펠러 출구까지의 반경으로 무차원화한 거리 ($\lambda = r/r_2$)를 따라서 허브와 슈라우드의 중간 높이에

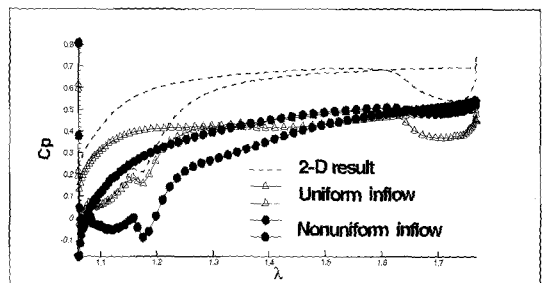


Fig. 6 Pressure coefficients distribution along the wall of the diffuser at mass flow rate 6.2kg/s

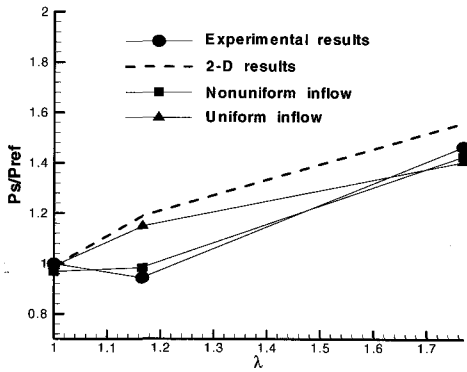


Fig. 7 Mass averaged static pressure distribution at mass flow rate 6.2kg/s

서 압력계수의 분포를 보여주고 있다. 균일 입구분포 조건을 사용한 결과에서 출구에서의 정압 상승은 불균일 입구조건의 것과 유사하였다. 그러나 균일 입구 조건은 디퓨저 선단과 목사이에서 2차원 결과와 같이 압력면과 부압력면을 따라 계속적인 압력상승을 보여주었다. Fig. 7은 입구와 목, 출구면에서의 질량 평균된 정압비를 보여준다. 3차원 결과는 출구면에서 실험과 유사한 정압 상승을 보여주었다. 그러나, 2차원 결과와 균일 입구조건의 3차원 결과가 입구면과 목사이의 압력상승에서 실험⁽¹⁰⁾과 큰 차이를 보여주는 것과는 다르게 불균일 입구 유동조건을 사용한 해석 결과는 압력상승이 목부근 및 출구에서 실험 결과와 유사하였다.

허브와 슈라우드 사이의 높이가 낮음으로, 허브와 슈라우드 쪽에서 발생된 경계층의 성장은 실제적인 유로 면적의 크기에 많은 영향을 미친다. 3차원 결과는 허브와 슈라우드 쪽에서 성장한 경계층으로 실제적인 유로 면적이 2차원의 경우에 비해 작아짐으로서 같은 질량유량이 흐르게 하기 위해서 출구쪽 압력이 낮아지게 된다. 이것으로 디퓨저 입구 유동 조건은 실험적 결과를 이용한 불균일 분포를 가정하여 해석함으로써 디퓨저 유동장내 특성을 잘 보여줄 수 있을 것으로 생각된다.

3.3. 질량유량 변화에 따른 유동장 변화

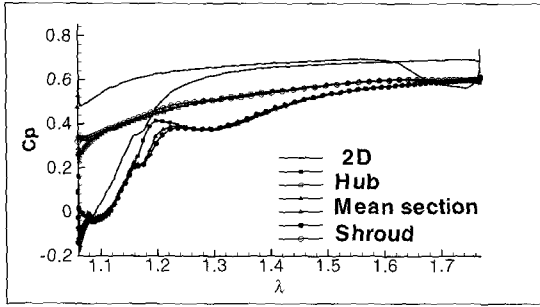
본 연구에서는 디퓨저 입구유동을 불균일분포로 하여 회전속도 27000 rpm에 대한 질량유량 5.8, 6.0, 6.2 kg/s일 때(Table 1) 디퓨저내 유동장 변화를 살펴 보았다.

Table 1 The test conditions of the diffuser

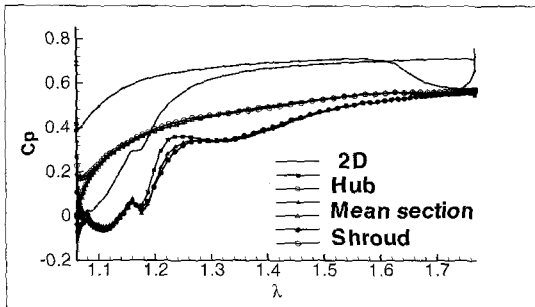
Inlet mass flow rates (kg/s)	5.8	6.0	6.2
Inlet Mach No.	0.971	0.966	0.963
Incidence (o)	3.17	1.8	0.91

압력계수의 분포에서 질량유량이 5.8 kg/s인 경우(Fig. 8(a))가 질량유량이 큰 경우에 비하여 압력회복이 디퓨저 후단에서 크게 나타났다. 부압력면 선단에서 목부분($\lambda \approx 1.2$)까지 질량유량이 5.8 kg/s일 경우 벽면을 따라 계속적인 압력 증가를 보여주었다. 이 영역에서는 유동방향을 따라 정압의 상승으로 나타나는 유동의 확산효과(diffusion effect)가 있다. 정압 상승의 대부분은 임펠러의 출구에서부터 디퓨저의 전반부사이에서 이루어졌다⁽¹¹⁾. 그러나, 질량유량이 6.2 kg/s일 경우에는 부압력면 선단에서 목까지 압력의 증가를 볼 수 없었다(Fig. 8(c)). 질량유량 6.0 kg/s일 때는 5.8 kg/s와 6.2 kg/s의 압력상승의 중간정도가 되었다(Fig. 8(b)). 질량유량이 변화할 때 디퓨저 목 이후에서 압력 상승의 경향은 유사하였다. 이것으로 디퓨저 후단까지의 압력회복의 크기는 디퓨저 입구와 목사이에서의 압력상승이 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

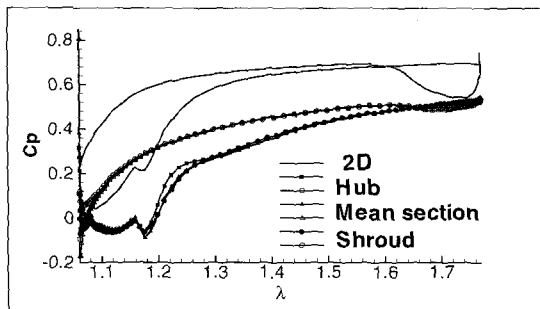
Fig. 9(a)는 베인 디퓨저의 입구, 목과 출구면에서의 질량 평균된 정압비를 비교한 것이다. 질량 유량이 5.8kg/s에서는 입구영역부터 목까지의 압력상승이 크게 나타났지만, 질량유량이 6.2 kg/s로 증가하면서 입구영역부터 목까지의 압력상승이 거의 나타나지 않았다. 이것은 입구에서 유동의 유입각(incidence)이 작고, 유동이 입구 쪽에서 가속되어 유동이 초킹(choking)조건에 가까워짐을 보여주는 것이다. Fig. 9(b)는 베인 디퓨저의 입구, 목과 출구영역에서 질량 평균된 전압과 정압의 비를 비교한 것이다. 2차원, 3차원의 결과 및 실험⁽¹⁰⁾에서 유동의 하류로 가면서 전압의 정압에 의한 비가 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 이것은 정압의 상승, 유동장내 경계층의 성장과 유동의 혼합에 의한 에너지의 소산이 급격히 일어남을 보여주는 것이다. 그리고, 질량유량이 작을수록 디퓨저의 입구와 목사이에서 전압의 정압에 대한 비가 크게 감소함을 볼 수 있었다. 디퓨저내 정압의 상승에 반하여 하류로 가면서 마하수는 감소하였다(Fig. 9(c)). 질량유량 6.2 kg/s에서는 디퓨저의 목에서 속도가 음속에 가까이 도달함을 보여주었다.



(a) 5.8kg/s



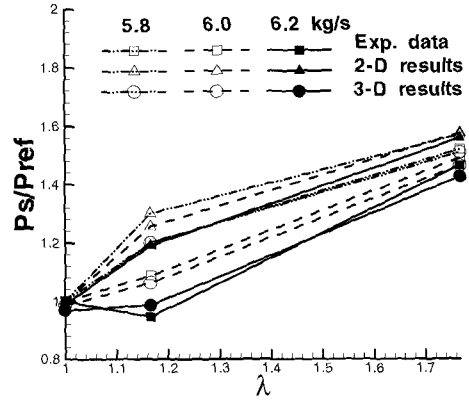
(b) 6.0kg/s



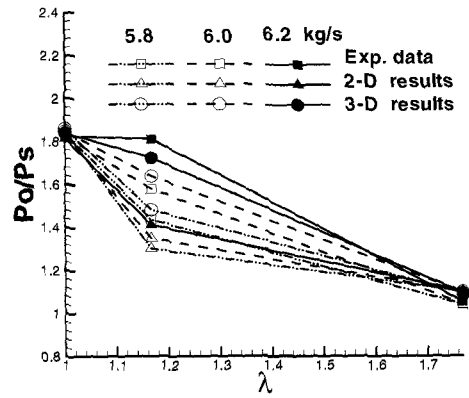
(c) 6.2 kg/s

Fig. 8 Pressure coefficients distribution along the wall of the vaned diffuser at mass flow rates (a) 5.8, (b) 6.0 and (c) 6.2 kg/s

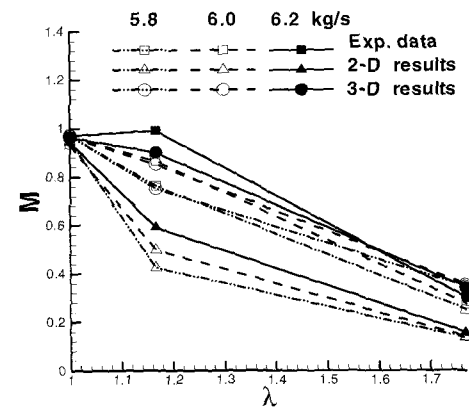
Fig. 10은 질량유량 6.0 kg/s일 때 각각의 면에서 마하수의 분포를 보여주고 있다. 디퓨저의 입구면(Fig. 10(a))에서 압력면과 부압력면 가까이에서 큰 마하수가 분포한다⁽⁴⁾. 디퓨저의 전단 영역에서 부압력면 가까이에서 초음속영역이 남아있다. 압력면과 부압력면 부근에서 입구면의 높은 마하수가 빨리 감소하였고, 허브와 슈라우드사이에서 마하수의 변화가 크게 나타났다(Fig. 10(b)). 디퓨저의 목에서는 마하수가 허브와 슈라우드



(a)



(b)



(c)

Fig. 9 Mass averaged (a) static pressure ratio, (b) total pressure ratio to static pressure and (c) Mach number at mass flow rates 5.8, 6.0 and 6.2 kg/s

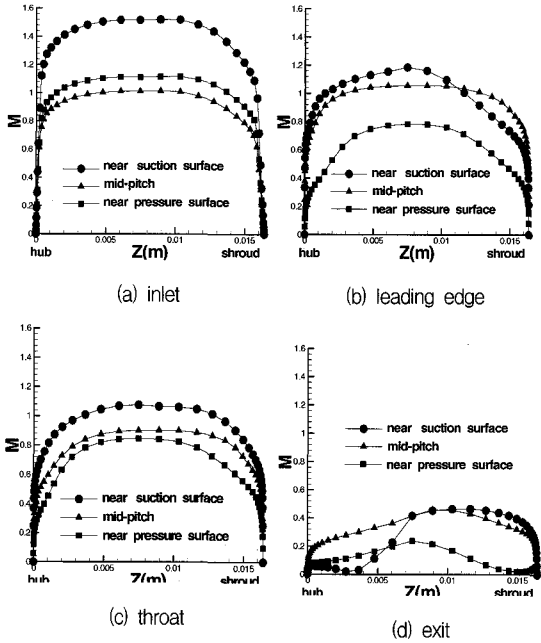
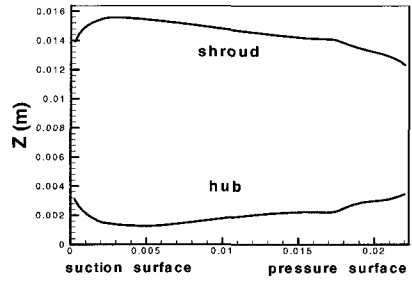


Fig. 10 Shroud-to-hub Mach number distributions at mass flow rate 6.0 kg/s

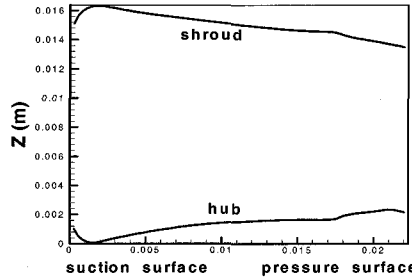
사이에서 균일해지는 것을 볼 수 있었다(Fig. 10(c)). 출구면의 부압력면 부근은 디퓨저 후단 부근으로 허브 쪽이 슈라우드 쪽보다 낮은 마하수를 보였다(Fig. 10(d)). 이와 같은 디퓨저 전체 유동장에서 마하수 분포의 변화는 본 연구의 디퓨저 형상과 유사한 Dutton 등⁽¹²⁾이 실험한 채널 디퓨저 유동장내의 마하수 분포의 변화에서도 찾아볼 수 있다.

Fig. 11은 질량 유량이 5.8, 6.0과 6.2 kg/s 일 경우의 디퓨저 목부분에서 배제두께의 분포와 배제두께에 의한 blockage(배제두께에 의한 면적/형상 단면적)의 변화를 보여주고 있다. 배제두께는 압력면 부근에서 두껍게 나타났다. 질량유량이 증가할수록 배제두께가 얇게 분포하는 것을 볼 수 있었다. Kano 등⁽¹³⁾의 채널 디퓨저 실험의 결과에서도 위와 유사한 분포를 볼 수 있다. 질량유량이 증가할수록 배제두께에 의한 blockage는 감소하였다.

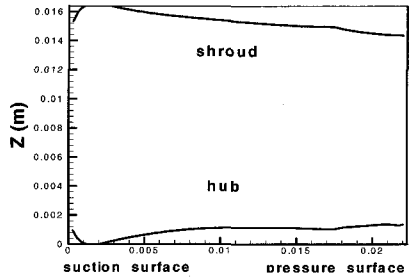
Table 2는 입구와 목(Cp24), 목과 출구(Cp45)와 입구와 출구(Cp25) 사이의 압력계수를 각각 질량유량이 5.8, 6.0, 6.2 kg/s인 경우에 비교한 것이다. 3차원의 결과는 입구와 출구의 압력계수가 실험치에 비해 작게 예측되고 있다. 입구와 출구사이의 압력계수는 질량유량이 증가할수록 실험과 3차원 결과에서 감소하는 것을 볼 수 있다. Table 3은 입구와 목(Lc24), 목과 출구(Lc45) 및 입구와 출구(Lc25) 사이의 전압손실을 각각 질량유량이 5.8, 6.0, 6.2 kg/s 인 경우에 비교한 것이다.



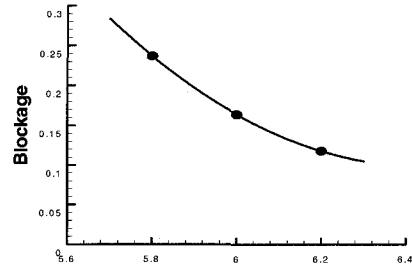
(a) 5.8kg/s



(b) 6.0kg/s



(c) 6.2kg/s



(d) blockage

Fig. 11 Boundary layer displacement thickness in the throat at mass flow rates (a) 5.8, (b) 6.0, (c) 6.2 kg/s and (d) boundary layer blockage

3 차원의 결과는 실험에 비하여 전압손실을 크게 예측하고 있다. 전압손실은 질량유량이 증가할수록 증가하였다.

Table 2 The comparison of the mass averaged Cp at mass flow rates (a) 5.8, (b) 6.0 and (c) 6.2 kg/s

Cp	Cp24	Cp45	Cp25
Exp.	0.268	0.5993	0.677
2-D	0.371	0.615	0.687
3-D	0.25	0.539	0.542

(a) 5.8 kg/s

Cp	Cp24	Cp45	Cp25
Exp.	0.115	0.64	0.649
2-D	0.3	0.65	0.7
3-D	0.12	0.594	0.506

(b) 6.0 kg/s

Cp	Cp24	Cp45	Cp25
Exp.	-0.072	0.674	0.617
2-D	0.24	0.65	0.68
3-D	0.018	0.619	0.47

(c) 6.2 kg/s

Table 3 The comparison of the mass averaged loss coefficients (Lc) at mass flow rates (a) 5.8, (b) 6.0 and (c) 6.2 kg/s

Cp	Cp24	Cp45	Cp25
Exp.	-0.072	0.674	0.617
2-D	0.24	0.65	0.68
3-D	0.018	0.619	0.47

(c) 6.2 kg/s

Lc	Lc24	Lc45	Lc25
Exp.	0.049	0.2266	0.249
2-D	0.114	0.022	0.129
3-D	0.208	0.214	0.324

(a) 5.8 kg/s

Lc	Lc24	Lc45	Lc25
Exp.	0.054	0.186	0.264
2-D	0.086	0.032	0.106
3-D	0.229	0.19	0.353

(b) 6.0 kg/s

Lc	Lc24	Lc45	Lc25
Exp.	0.05	0.1516	0.286
2-D	0.066	0.043	0.096
3-D	0.252	0.197	0.396

(c) 6.2 kg/s

4. 결 론

본 연구에서는 CSCM 풍상차분법을 이용한 압축성 Navier-Stokes 방법을 사용하여 천음속 원심압축기 디퓨저의 유동을 해석하였다. 초음속 2차원 ramp 유동장과 천음속 축대칭 bump 유동장을 해석하였을 때 실험과 좋은 일치를 보여주었다. 디퓨저의 3차원 입구 유동조건은 실험결과를 바탕으로 불균일 분포로 수정하여 사용하였을 때 실험과 유사한 해석결과를 얻을 수 있었다. 임펠러 회전속도가 27000 rpm에 대해 질량유량이 5.8, 6.0과 6.2 kg/s로 변화할 때 유동장의 변화를 비교하였다.

정압 상승의 대부분은 임펠러의 출구에서부터 디퓨저의 전반부사이에서 이루어졌다. 디퓨저 후단까지의 압력회복의 크기는 디퓨저 입구와 목사이에서의 압력상승이 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 디퓨저 유동장내 하류로 가면서 전압의 정압에 대한 비가 급격히 감소하는 것을 볼 수 있었다. 이것은 정압의 상승과 유동의 혼합에 의한 에너지 손실로 발생된 것이다. 배제두께 분포는 압력면의 허브와 슈라우드 근처에서 두껍게 나타났다. 질량유량이 증가할수록 배제두께에 의한 blockage는 감소하였다. 압력계수는 질량유량이 증가할수록 감소하였고 전압손실은 질량유량이 증가할수록 증가하였다.

본 연구의 3차원 결과는 디퓨저 유동장 내부의 3차원 효과를 잘 예측함으로써 대체적으로 실험과 유사한 결과를 보여주었다. 보다 정확한 예측을 위해서는 입구 유동조건의 개선과 유동의 박리등을 정확히 예측할 수 있는 난류모델의 개선이 필요함을 알 수 있었다.

5. 후 기

본 연구는 1997년도 교육부 학술 연구조성비(기계공학 ME97-B-07)에 의하여 연구되었음. 실험자료를 제공해주신 서울대 강신형 교수님께 감사하는 바입니다.

참고문헌

- (1) Cumpsty, N. A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Scientific & Technical, pp. 285~301.
- (2) Baghdadi, S., 1977, "The Effect of Rotor Blade

- Wake on Centrifugal Compressor Diffuser Performance- A Comparative Experiment," Trans. of ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99, pp. 45~52.
- (3) Morishita, E., 1982, "Centrifugal Compressor Diffusers," A Dissertation submitted for the MSc, University of Cambridge.
- (4) 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.
- (5) Nagaraj, N., Lombard, C. K., and Bardina, J., 1988, "Navier-Stokes Simulation of 3-D Hypersonic Equilibrium Air Flow," AIAA-88-2695.
- (6) Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," AIAA Paper No. 78~257.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) Johnson, D.A., and Horstman, C., 1982, "Comparison Between Experiment and Prediction for a Transonic Turbulent Separated Flow," AIAA J., Vol. 20, No. 6, pp. 737~744.
- (10) 강신형, 1995, 실험자료 제공
- (11) Rodger, C., 1982, "The Performance of Centrifugal Compressor Channel Diffusers," ASME paper 82-GT-10.
- (12) Dutton, J.C., Piemsomboon, P., and Jenkins, P.E., 1986, "Flowfield and Performance Measurements in a Vaned Radial Diffuser," Trans. of ASME J. Fluids Engineering, Vol.108, pp. 141~147.
- (13) Kano, F., Tazawa, N., and Fukao, Y., "Aerodynamic Performance of Large Centrifugal Compressors," ASME Paper No. 82-GT-17, 1982.