

원심압축기 벌류트 내부의 스월 유동에 관한 수치해석

성선모[†], 강신형*, 조경석**, 김우준**

Numerical Calculation of the Swirling Flow in a Centrifugal Compressor Volute

Seon-Mo Seong, Shin-Hyoung Kang, Kyung-Seok Cho and Woo-June Kim

Key Words: centrifugal compressor(원심압축기), volute(벌류트), swirling flow(스월 유동), CFD(전산유체역학)

Abstract

Flows in the centrifugal compressor volute with circular cross section are numerically investigated. The computational grid for the calculation utilized a multi-block arrangement to form a butterfly grid and flow calculations are performed using commercial CFD software, CFX-TASCflow. The centrifugal compressor of this study has axial diffuser after radial diffuser because of the shape of inlet duct and installation constraints. Due to this feature the swirling flow pattern is different from the other investigations. The flow inside volute is very complex and three dimensional with strong vortex and recirculation through volute tongue. The calculation results show circumferential variations of the swirl and through flow velocity and pressure distribution. The mechanism deciding flow structure is explained by considering the force balance in volute cross section. And static pressure recovery and total pressure loss are estimated from the calculated results and compared with Japikse model.

기호설명

AR : area ratio
 C_p : static pressure recovery coefficient
 F : force
 K : total pressure loss coefficient
 p : pressure
 V : velocity
 θ : azimuth angle
 λ : swirl parameter

Subscripts

0 : stagnation conditions
swl : swirl component
thru : through flow component

1. 서론

원심압축기의 마지막 구성부는 디퓨저에서 나오는 유동을 모아 출구 덕트로 전달하는 나선형상의 벌류트이다. 이러한 벌류트의 기본적인 유동 구조는 단면에서의 스월 유동과 스크롤 축에 대한 회전 유동의 2가지로 구성되며 비대칭 형상으로 인해 원주방향의 유동 변화가 발생하여 축과 베어링에 반경방향 힘이 작용하게 된다.

벌류트의 설계 및 성능예측은 대개 벌류트 단면에서 균일한 유동을 가정한 1차원 해석에 기초하고 있으며 임펠러나 디퓨저 유동에 비해 연구 결과가 많이 보고되어 있지 않다. 하지만 원심압

† 서울대학교 대학원 기계항공공학부

E-mail : ssm@turbo.snu.ac.kr

TEL : (02)880-7118 FAX : (02)883-1215

* 서울대학교 기계항공공학부

** 한라공조 기술연구소

축기의 성능 향상과 반경방향 힘의 제어를 위해서는 벌류트의 유동과 손실에 대한 상세한 이해와 신뢰성 있는 예측 방법이 필요하며 이에 따라 최근 흥미 있는 연구 분야의 하나로 활발한 연구가 이루어지고 있다.

Van den Braembussche와 Hande⁽¹⁾는 원뿔형의 관을 이용한 실험을 통해 tongue 부근에서 유입된 유체가 벌류트의 중심을 채우고 하류에서 유입된 유체는 상류의 유체 주위를 감싸며 회전하는 유동임을 보여주었다. Ayder 등⁽²⁾은 타원형 단면 벌류트에 대한 실험을 통해 주유동(through flow)으로 인한 원심력에 대하여 스윙 유동으로 인한 원심력의 상대적인 영향에 따라 정압 분포가 결정되며 손실모델의 경험상수를 제안하였다. 또한, Ayder와 Van den Braebussche⁽³⁾는 동일한 타원형 벌류트에 대하여 오일러 방정식을 이용한 수치해석을 수행하여 대체로 실험과 일치하는 결과를 얻었으나 전압 분포에서 오차를 보여주었다. Gu 등⁽⁴⁾은 임펠러 출구 유동의 축방향 불균일성을 고려한 수치해석을 수행하여 저유량에서는 재순환, 고유량에서는 이중 보텍스 구조에 의해 벌류트 손실이 증가하는 결과를 얻었다.

한편, Flathers와 Bache⁽⁵⁾는 임펠러와 벌류트를 모두 포함한 수치해석을 수행하여 공력학적으로 유도되는 반경방향 힘을 계산하여 CFD의 유용성을 확인하였다.

현재 원심압축기에서는 요구 성능의 만족뿐만 아니라 콤팩트한 설계를 요구하고 있다. 본 연구에서는 연료전지 자동차의 공기 공급 시스템에 적용된 원심압축기 벌류트의 유동해석을 통해 3차원 유동 특성을 고찰함으로써 이러한 요구 조건에 부합하는 벌류트의 형상 설계와 성능 향상을 위한 기초 연구를 수행하였다.

2. 유동해석

2.1 벌류트 모델

유동해석의 대상이 되는 벌류트 모델의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 임펠러 입구 유로의 형상과 설치를 고려하여 반경방향 베인리스 디퓨저 이후에 축방향으로 90° 꺾인 유로를 지나 원형 단면의 벌류트로 유입된다.

원형 단면의 반경은 300°까지 선형적으로 증가하며 그 이후에는 직선으로 연장된다.

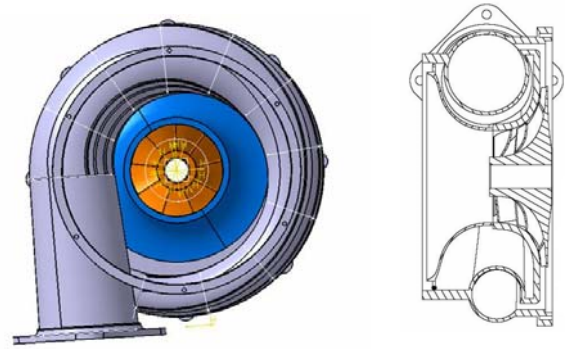


Fig. 1 Volute model and cross sectional shape

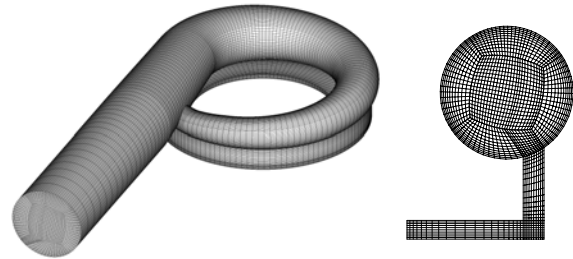


Fig. 2 Computational grid

2.2 수치해석 방법

유동해석은 위한 계산 영역은 임펠러 출구에서 시작하며 유동의 안정적인 유출을 위해 출구 직경의 3배만큼 출구 덕트의 길이를 연장하였다. 계산 격자는 벌류트 유로 단면에 대하여 Fig. 2와 같이 butterfly 형태의 다중 블록 격자를 구성하였으며 전체 격자수는 약 347,000개를 사용하였다.

유동해석은 상용 CFD 코드인 CFX-TASCflow를 사용하였으며 입구 조건은 전압력과 온도, 유동각을 주었으며 이 값들은 임펠러의 유동해석 결과로부터 임펠러 출구의 평균량으로 설정하였다. 출구 조건은 질량유량으로 주어지며 설계 유량에 대하여 60, 80, 100, 120, 140%인 경우에 대하여 계산을 수행하였다. 난류 모델은 표준 k-ε 모델을 사용하였다.

3. 유동해석 결과

3.1 디퓨저 유동

반경방향 디퓨저와 축방향 디퓨저 출구에서의 유동장을 Fig. 3에 나타내었다. 축방향 디퓨저 출구에서 반경방향 디퓨저 출구보다 상대적으로 복잡한 분포를 보이며 특히 축방향 디퓨저의 길이

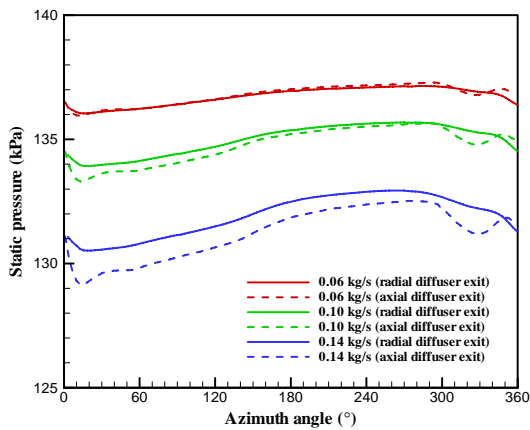
가 급격하게 변하는 부분에서 현저하게 나타난다. 반경방향 디퓨저에서 축방향 디퓨저로 전환되는 부분에서 유동 박리 및 재순환으로 인해 손실이 나타나며 이러한 손실은 유량이 커질수록 속도 수두의 증가로 인해 증가하게 된다. 전개 각도에 따른 압력 증가로 속도가 감소하고 있으며, 특히 tongue 부근에서의 급격한 압력 증가로 저유량에서 역류가 나타나고 있다.

3.2 벌류트 유동

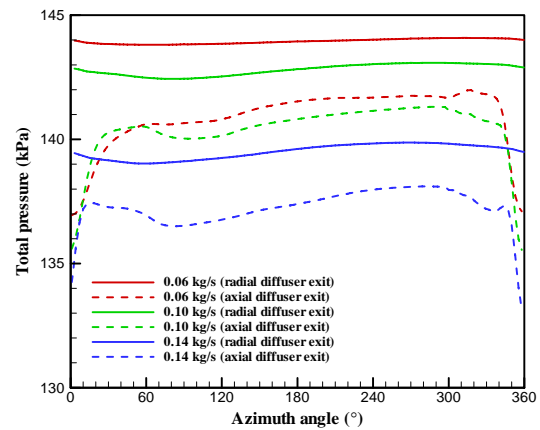
축방향 디퓨저를 포함한 벌류트의 30, 120, 210, 300° 단면에서의 유동장을 Fig. 4 ~ Fig. 8에 나타내었다. 벌류트 입구에서 축방향으로 유입된 유체는 원형 단면에서 스윙 유동을 형성한다. 이러한 스윙 유동은 벌류트 단면을 통과하면서 축방향 디퓨저에서 유입되는 속도가 감소함에 따라 스윙 속도는 감소하지만 스윙 유동의 형태가 매우 복잡하게 변하고 있다.

Fig. 5의 유선을 통해 이러한 복잡한 유동 형태를 확인할 수 있다. 30° 단면에서는 반시계 방향의 강제 와류 형태의 스윙 유동을 보이지만 120° 단면에서는 벌류트 좌측 하부 단면에서 발생한 박리 유동으로 인해 반시계 방향의 와류 영역이 축소되며 210° 단면에서는 이 영역이 더욱 축소되고 시계 방향의 와류가 크게 존재함을 볼 수 있다. 300° 단면에서는 원래의 반시계 방향 와류 영역이 사라지고 박리 영역이 넓게 퍼져 있는 형태를 보인다. Fig. 6의 주유동(through flow) 속도 분포를 통해 축방향 디퓨저에서의 유입 유동이 주유동을 방해하여 왼쪽 단면에서는 주유동 속도가 낮은 영역이 나타나고 벌류트 단면을 통과할수록 압력이 상승하여 이 영역에서 역류가 발생하는 것을 볼 수 있다.

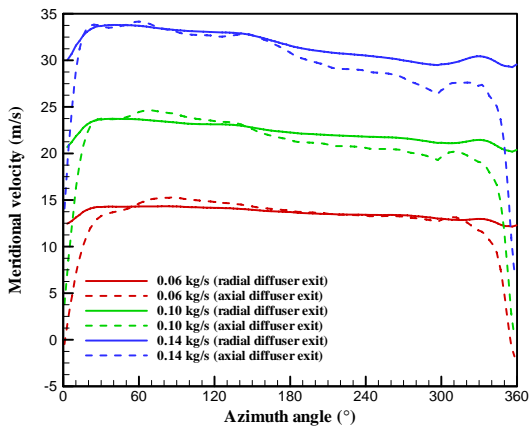
Fig. 7의 압력 분포는 벌류트를 지나면서 벌류트의 바깥쪽에서 안쪽으로 점점 성층화 되어가는 것을 볼 수 있다.



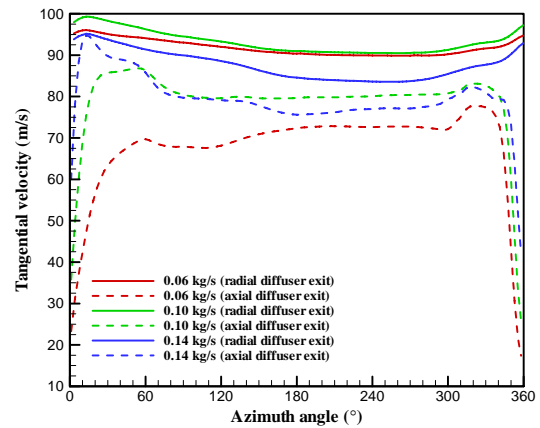
(a) static pressure



(b) total pressure



(c) meridional velocity



(d) tangential velocity

Fig. 3 Comparison between radial and axial diffuser exit

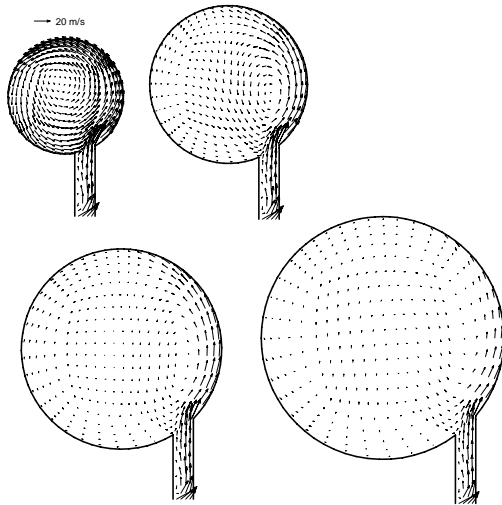


Fig. 4 Velocity vectors of swirling flow

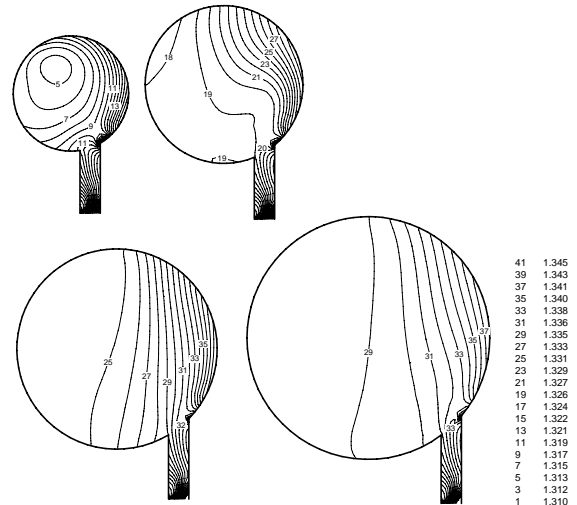


Fig. 7 Contours of static pressure

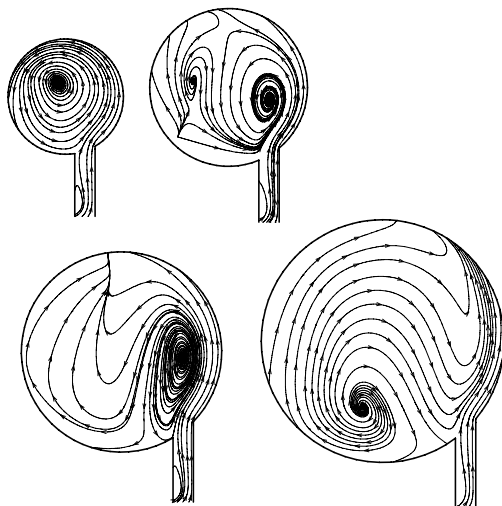


Fig. 5 Streamlines of swirling flow

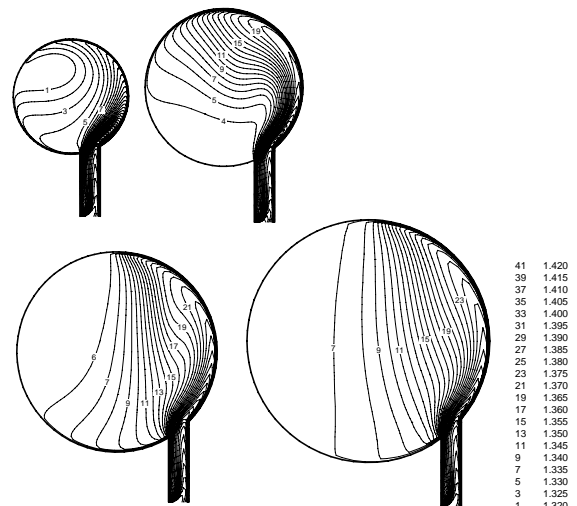


Fig. 8 Contours of total pressure

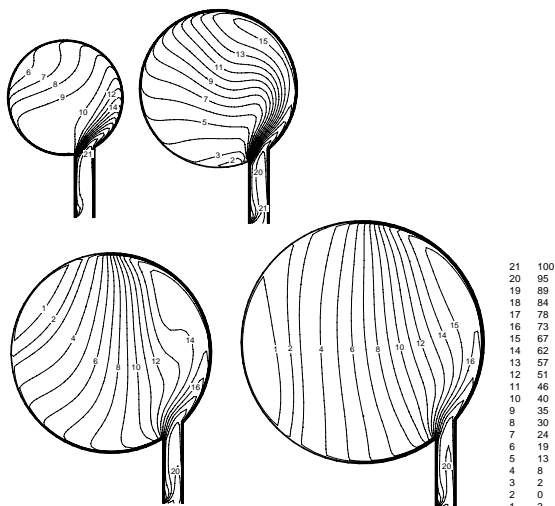


Fig. 6 Contours of through flow velocity

이는 벌류트를 지나면서 스월 유동으로 인한 압력 구배의 영향이 감소하고 주유동으로 인한 압력 구배의 영향이 지배적이 되기 때문이다. Fig. 8의 전압 분포를 보면 30° 단면에서 스월 유동의 코어 부분에서 전압 손실이 크게 나타나고 있는데 이는 코어에서 벌류트 벽면까지의 큰 속도 구배로 인해 스월 운동에너지가 급속히 소산되기 때문이다. 정압 분포와 마찬가지로 벌류트를 통과하면서 반경방향으로 성층화 되어가는 분포를 보여준다.

3.3 스월 유동 모델

벌류트 단면에서의 스월 유동 패턴의 변화는 Fig. 9의 힘의 평형으로 설명할 수 있다.

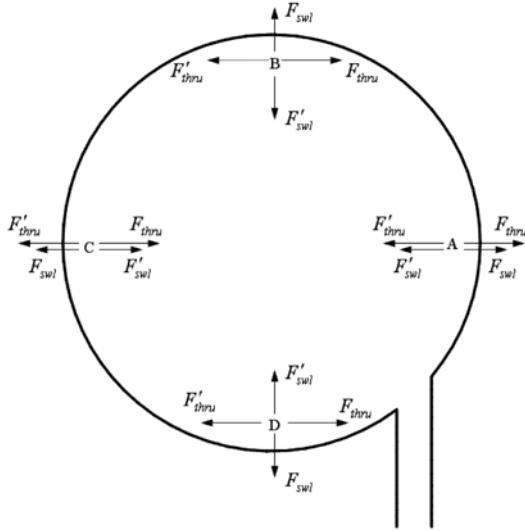


Fig. 9 Force balance in the volute cross section

벌류트 단면에서 유체 입자는 원심력과 그에 상응하는 압력 구배의 작용 하에서 평형을 유지한다.

$$F_{thru} + F'_{thru} + F_{swl} + F'_{swl} = 0 \quad (1)$$

F_{thru} 와 F_{swl} 은 각각 주유동과 스윌 유동으로 인한 원심력을 나타내며 F'_{thru} 와 F'_{swl} 은 각각 그에 상응하는 압력 구배에 의한 힘을 나타낸다.

주유동의 압력 구배 때문에 C-D-A 경로를 따라 이동하는 유체는 감속되고 경로 A-B-C의 유체는 가속된다. 따라서 주유동 속도가 작은 벌류트 왼쪽 단면의 유체 입자들은 반대 방향으로 전환되어 시계방향의 보텍스가 생성되며 벌류트 하반부 단면에서 불안정한 유동 영역이 형성된다. 앞서 설명한 유선과 압력 분포를 통해 이를 확인할 수 있다.

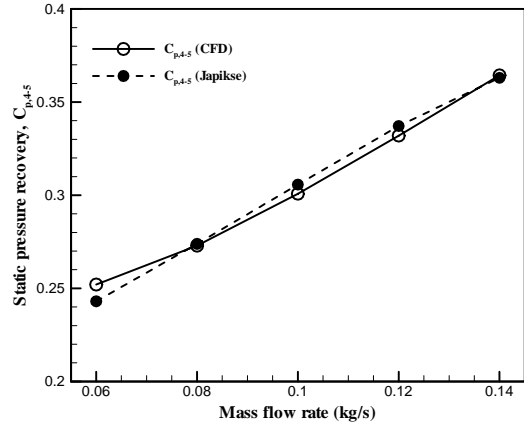
3.4 정압회복 및 전압손실 계수

벌류트의 정압회복 및 전압손실계수는 다음과 같이 정의된다.

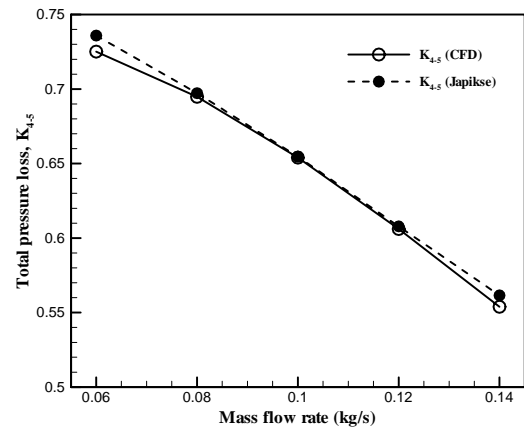
$$C_{p,4-5} = \frac{p_5 - p_4}{p_{04} - p_4} \quad (2)$$

$$K_{4-5} = \frac{p_{04} - p_{05}}{p_{04} - p_4} \quad (3)$$

Japikse⁽¹¹⁾는 벌류트의 성능예측을 위해 다음과 같은 식을 제안하였다.



(a) static pressure recovery coefficient



(b) total pressure loss coefficient

Fig. 10 Comparison between Japikse model and CFD results

$$C_p = \frac{2(\lambda - 1/AR)}{AR(1 + \lambda^2)} \quad (4)$$

$$K = \frac{1}{1 + \lambda^2} + \frac{(\lambda - 1/AR)^2}{1 + \lambda^2} \quad (5)$$

여기에서 λ 는 디퓨저 출구에서의 스윌 파라미터이고 AR 은 벌류트 출구와 디퓨저 출구의 면적비를 나타낸다.

Fig. 10과 Fig. 11에서 볼 수 있듯이 Japikse가 제안한 모델과 CFD 결과가 상당히 잘 일치함을 알 수 있다. 유량이 증가할수록 정압회복이 증가하고 전압손실은 감소하는 경향을 보이며 이는 저유량일수록 스윌 유동 코어에서의 손실과 벌류트를 지나면서 발생하는 역류에 의한 손실이 크게 나타남을 보여준다.

4. 결 론

원심압축기 벌류트 내부의 유동해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 해석 대상의 벌류트는 반경방향 베인리스 디퓨저 이후에 축방향 디퓨저가 존재하며 축방향 디퓨저의 길이가 급격하게 변하는 구간에서 유동 변수에 큰 변화가 발생함으로써 벌류트에서 매우 복잡한 유동장이 형성되며 이로 인해 손실이 발생함을 알 수 있다.

(2) 벌류트를 통과하면서 벌류트 유로 단면에서 스윙 유동 패턴이 강제 와류 형태에서 박리유동으로 인한 카운터 보텍스의 생성으로 상당히 변화함을 볼 수 있다. 이는 주유동과 스윙 유동의 원심력과 그에 상응하는 압력 구배의 평형으로부터 설명할 수 있으며 현재의 모델은 벌류트의 하류로 진행할수록 주유동에 의한 영향이 지배적으로 나타나고 있다. 이에 의해 정압 분포가 벌류트 바깥 쪽에서 안쪽으로 반경방향으로 성층화된 형태를 보인다.

(3) 강제 와류 형태의 스윙 유동에서는 코어에서의 큰 속도 구배로 인해 운동에너지가 급속히 소산되어 손실이 발생하며 벌류트를 지나면서 저유량 영역에서의 역류에 의해 손실이 발생한다.

(4) 임펠러 출구 유동의 불균일성으로 인한 영향에 대한 검토를 위해 임펠러를 포함한 유동해석이 필요하며 CFD 결과의 검증에 위해 벌류트의 여러 단면에서 상세한 실험을 수행할 필요가 있다.

참고문헌

(1) R. A. Van den Braembussche, B. M. Händel, 1990, "Experimental and Theoretical Study of the Flow in Centrifugal Compressor Volute," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, No. 1, pp. 38~43.

(2) E. Ayder, R. Van den Braembussche, and J. J. Brasz, 1993, "Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, No. 3, pp. 582~589.

(3) E. Ayder, R. Van den Braembussche, 1994, "Numerical Analysis of the Three-Dimensional Swirling Flow in Centrifugal Compressor Volute," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, No. 3, pp. 462~468.

(4) M. B. Flathers, G. E. Baché, 1999, "Aerodynamically Induced Radial Forces in a Centrifugal Gas Compressor: Part 2-Computational Investigation," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121, No. 4, pp. 725~734.

(5) F. Gu, A. Engeda, M. Cave, and J. D. Liberti, 2001, "A Numerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Due to the Axial Distortion at the Impeller Exit," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, No. 3, pp. 475~483.

(6) D. Hagelstein, K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche, A. Engeda, R. Keiper, and M. Rautenberg, 2000, "Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, No. 1, pp. 22~31.

(7) K. Hillewaert, R. A. Van dem Braembussche, 1999, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressor Volute," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, No. 3, pp. 603~608.

(8) D. Pan, A. Whitfield, and M. Wilson, 1999, "Design Considerations for the Volute of Centrifugal Fans and Compressors," *Proceedings of the I MECH E Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 213, No. 4, pp. 401~410.

(9) C. Xu, M. Müller, 2005, "Development and Design of Centrifugal Compressor Volute," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 2005, No. 3, pp. 190~196.

(10) P. A. Eynon, A. Whitfield, 2000, "Pressure Recovery in a Turbocharger Compressor Volute," *Proceedings of the I MECH E Part A Journal of Power and Energy*, Vol. 214, No. 6, pp. 599~610.

(11) D. Japikse, 1996, "Centrifugal Compressor Design and Performance," Concepts ETI Inc.