

## 자동차용 터보차저의 오버형 압축기 볼류트의 두 형태에 대한 유동장 특성<sup>§</sup>

Zhou Tianjun\* · 이근식<sup>\*†</sup>

\* 울산대학교 기계공학부

### Flow Characteristics of Two Types of Overhung Compressor Volute for Automobile Turbocharger

Zhou Tianjun\* and Geun Sik Lee<sup>\*†</sup>

\* School of Mechanical Engineering, Univ. of Ulsan

(Received May 20, 2013 ; Revised September 1, 2013 ; Accepted October 15, 2013)

**Key Words:** Centrifugal Compressor(원심압축기), Overhung Volute(오버형 볼류트), Pressure Recovery Coefficient(압력회복계수), Loss Coefficient(손실계수)

**초록:** 자동차용 터보차저 원심압축기의 오버형 볼류트의 두 가지 타입에 대한 유동장 특성이 수치적으로 연구되었다. 볼류트의 성능을 높이기 위해서는 높은 압력회복계수와 낮은 손실계수를 갖도록 함이 필요하다. 본 연구에서는 디퓨저 입구각을 24°, 질량유량을 0.055 kg/s 로 유지하고 두 가지 타입의 오버형 볼류트에 대한 유동장 특성을 조사하였다. 하나는 1 개의 원호로 이루어진 볼류트 단면(타입 1)이며, 다른 하나는 3 개의 원호로 이루어진 볼류트 단면(타입 2)이다. 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트 보다 원주방향 전체를 통틀어 높은 압력회복계수와 낮은 손실계수를 보여주었다.

**Abstract:** The flow characteristics of two types of overhung compressor volutes for automobile turbochargers were analyzed numerically using commercial software. For obtaining high performance from a volute, it is necessary that the volute have a high pressure recovery coefficient and a low loss coefficient. We investigated the flow characteristics of two types of overhung compressor volutes with a fixed diffuser inlet angle of 24° and a mass flow rate of 0.055 kg/s. The first type is a volute with one-arc cross section (type 1) and the second type is with three-arc cross section (type 2). Our results showed that between the two types of volutes, type 2 had the higher pressure recovery coefficient and the lower loss coefficient along the entire angular position.

#### 1. 서론

단위질량 당 동일한 순일을 갖는 엔진에 터보차저를 이용하여 유입 공기량을 늘려주면 엔진출력이 증가하게 된다. 터보차저의 디퓨저나 볼류트의 성능 역시 터보차저의 성능에 큰 영향을 주게 된다. 디퓨저는 공기속도를 늦추어서 운동에너지를 압력에너지로 전환하게 된다. 그러나 운동에너지의 일부는 난류 혹은 마찰로 소산되기도 하여 하류압력이 더 많이 감소되기도 한다.<sup>(1)</sup> 원심압축기

에서 볼류트는 나선형 타입의 단면적이 점차 증가하는 형상으로, 반경방향으로는 임펠러, 디퓨저 다음에 위치하여 미회수된 압력을 점진적으로 회수하고 볼류트 다음에 연결된 관에 유동을 전달하는 역할을 한다. 따라서 볼류트 내부의 속도와 압력 분포는 원주방향으로 가능한 한 균일하게 유지되는 것이 바람직하다. 현재 많이 사용되고 있는 볼류트의 단면 형상은 오버형 타입인데, 이는 압축기와 터보차저의 구조 면에서 연결되는 플랜지(flange)의 공간확보 측면이나 압력회복 측면에서 유리하기 때문이다.<sup>(2)</sup> 최근 볼류트의 연구에서는 볼류트 내부 유동장을 조사하고 손실 메커니즘을 규명하여 이를 개선함으로써 볼류트의 성능을 향상시키고 있다. 볼류트는 디퓨저 출구의 반경방향

§ 이 논문은 대한기계학회 유체공학부문 2013년도 춘계학술대회 (2013. 5. 9-10., 제주대) 발표논문임.

† Corresponding Author, gslee@mail.ulsan.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

**Table 1** Specification of the compressor diffuser and volute

Impeller main blade number	6
Impeller split blade number	6
Impeller inlet hub diameter	5mm
Impeller inlet shroud diameter	38mm
Impeller outlet diameter	49mm
Vane-less diffuser inlet diameter	50mm
Vane-less diffuser outlet diameter	86mm
Vane-less diffuser width	3mm
Volute inlet diameter	86mm

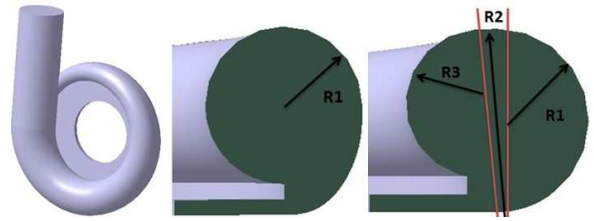
속도성분을 회수할 수 없으며 이 반경방향 속도성분은 볼류트 내부에서 스윙속도성분이 된다. 이러한 볼류트 내부의 스윙속도성분은 볼류트 성능감소의 주요 원인이 되므로 스윙 손실을 감소시키는 것이 압축기 성능 향상으로 이어진다.

볼류트의 설계에는 5 개의 주요 기하학적 매개변수가 있다.<sup>(3)</sup> (1)단면적의 원주방향 변화, (2)단면의 형상, (3)단면의 반경방향 위치, (4)볼류트 입구의 위치와 크기, (5)설단면(tongue section)형상. Kim 등<sup>(4)</sup>은 볼류트 유입부의 높이를 조정하여 원심압축기 볼류트의 성능 향상을 도모하였으며, Cheng 과 Michael<sup>(5)</sup>은 설단면 형상을 변화시킴으로써 볼류트의 성능 향상을 도모하였다. Kang 등<sup>(6)</sup>의 연구에서는 PIV 를 이용하여 원심압축기의 볼류트 내부유동을 측정하였으며, 유량이 클수록 와류의 세기가 증가하고, 유량이 작을수록 설단면의 박리영역이 줄어들고, 압축기내로 재유입되는 유동이 증가함을 보여주었다.

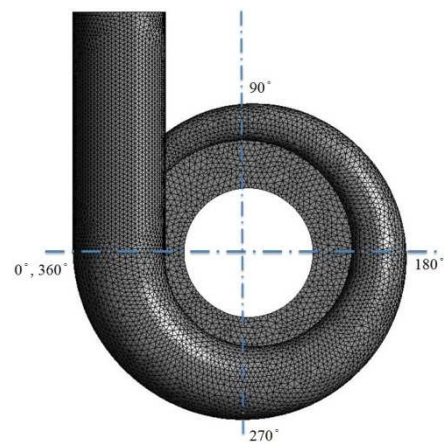
본 저자들은 터보차저를 연구하던 중 박용 터보차저 볼류트의 단면형상이 한 개의 원호로 구성된 것이 아님을 알 수 있었으며, 대조적으로 연구 대상인 자동차용 터보차저 볼류트의 단면형상은 한 개의 원호로 구성되었음을 알 수 있었다. 이것이 본 연구를 시작한 동기가 되었다. 본 연구에서는 압축기의 성능개선을 위하여 기존의 한 개의 원호로 구성된 단면형상을 가진 볼류트(이하, 타입 1 볼류트라 칭함)를 세 개의 원호로 구성된 단면형상을 가진 볼류트(이하, 타입 2 볼류트라 칭함)로 새로이 수정하여 이들 두 타입의 오버형 볼류트에 대한 내부 유동장이 ANSYS FLUENT 를 사용하여 조사되었다.

## 2. 압축기 모델

해석대상 압축기 모델은 1.5L 자동차 엔진에 사용



**Fig. 1** 3D model combined vaneless diffuser and volute, and volute cross section configurations (Type 1, Type 2)



**Fig. 2** View and surface grid of vaneless diffuser and volute

되는 터보차저의 압축기이다. 설계 회전수는 120,000 rpm, 압력비는 1.2 이다. 임펠러는 6 개의 주 날개와 6 개의 스프리터 날개로 구성되어 있으며, 베인리스 디퓨저가 임펠러와 볼류트 사이에 위치하며, 관련된 압축기의 주요 치수는 Table 1 과 같다.

Fig. 1 에 제시된 바와 같이 볼류트는 오버형 타입이며, 이의 단면은 원호로 구성되어 있다. 타입 1 볼류트의 단면은 1 개의 원호로 구성되어 있으며, 이의 단면중심반경  $R1$  은 원주방향으로 설단면으로부터 볼류트 출구까지 선형적으로 증가한다.

한편, 압축기 볼류트의 압력회복 향상과 손실저감을 위하여 타입 1 볼류트와 동일한 단면적을 갖는 타입 2 볼류트를 새로이 설계하였다. 타입 2 볼류트의 단면은 3 개의 원호로 구성되어 있으며, 원주방향으로  $R1$  변화는 타입 1 볼류트와 동일하게 선형적으로 증가한다. 원주방향 각 단면에서  $R2$  는  $R1$  보다 3 배 큰 반경이다.  $R3$  의 한 쪽은  $R2$  원호에 접하도록 구성하였고, 다른 한 쪽은 가공 시 여유를 고려하여 베인리스 디퓨저의 출구에서 축방향으로 약간의 간격을 두고 연결하였다.

**Table 2** Specification of the operating conditions at the design point

Governing equations	Continuity, momentum, turbulent
Operating fluid	air
Inlet mass flow rate	0.055kg/s
Inlet flow velocity angle	24°
Turbulent model	k- $\omega$ -SST model
Wall condition	Adiabatic and no slip



**Fig. 3** Impeller 3D geometry

### 3. 수치해석 및 검증

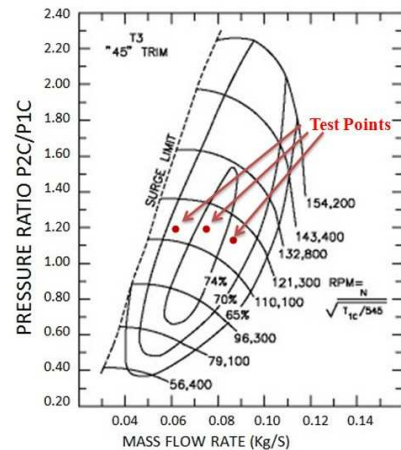
계산을 위한 모델 형상은 상용 소프트웨어 CATIA 를 이용하여 형성하였으며, 유동장 계산 격자는 ANSYS MESH, 유동장 특성 해석은 ANSYS FLUENT 를 이용하였다. 베인리스 디퓨저와 볼류트에는 사면체 격자가 사용되었고, 타입 1 볼류트에는 542144 개, 타입 2 볼류트에는 554123 개의 격자가 사용되었다. Fig. 2 에 원주방향 각도 표시와 베인리스 디퓨저와 볼류트의 대표적인 계산격자 형상이 제시되어 있다.

Table 2 에는 본 압축기 형상의 유동장 계산을 위한 작동유체, 설계유량, 입구 경계조건, 난류모델 등이 제시되어 있다. Fig. 3 에는 압력회복계수  $C_p$  와 손실계수  $\omega$  를 계산하기 위하여 고려된 3차원 임펠러 형상이 제시되어 있으며, 6 개의 주 블레이드와 6 개의 보조 블레이드 형상을 보여주고 있다. 본 연구에서 디퓨저 입구각은 반경방향에 수직인 원주방향과 베인리스 디퓨저의 입구속도가 이루는 각도로 정의되며 24°이다.

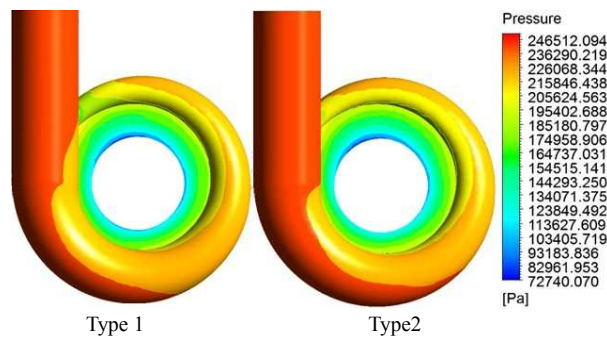
수치해의 타당성 검증을 위하여 G 사 압축기의 성능 맵으로부터 도출한 3 가지의 유량과 회전수의 조합을 독립변수로 하여 본 연구에서 계산한 압력비와 성능 맵의 압력비를 Fig. 4 와 Table 3 에 함께

**Table 3** Comparison of pressure ratios for various inlet mass flow rates between present simulation (type 1) and the performance map of a company (120000 rpm)

Inlet mass flow rate (kg/s)	0.055	0.0715	0.0825
Pressure ratio from the map	1.2	1.22	1.18
Pressure ratio from present simulation results(type 1)	1.194	1.20	1.175



**Fig. 4** Simulation results on the performance map of the compressor for verification



**Fig. 5** Pressure distributions for the two volute types

제시하였다. 이들 두 압력비들을 비교하면 오차 1.7% 범위 내에서 매우 잘 일치하므로 본 수치해의 타당성이 입증되었다.

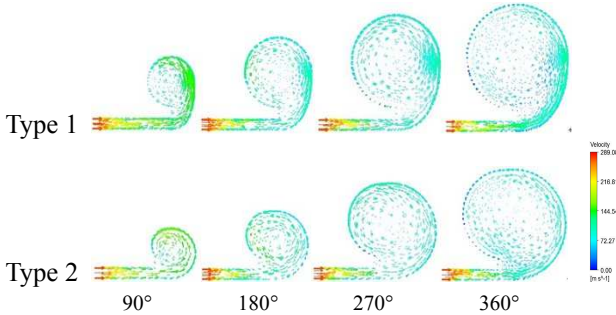
### 4. 결과 및 토의

#### 4.1 압력장

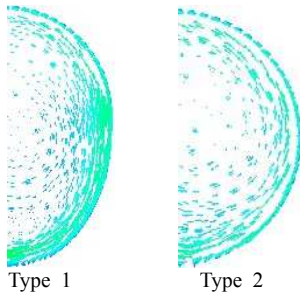
두 가지 타입의 볼류트에 대한 압력분포가 Fig. 5 에 제시되어 있다. 베인리스 디퓨저 부분에서는 두 타입의 압력분포가 유사하다. 그러나 볼류트의 압력분포를 살펴보면, 타입 2 볼류트의 압력분포가 보다 더 균일하고 출구 압력이 보다 넓은 영역에

**Table 4** The average value of  $C_p$  and  $\omega$  for the type 1 and type 2 volute at the volute exit plane

	Pressure recovery coefficient ( $C_p$ )	Total pressure loss coefficient ( $\omega$ )
Type 1	0.6675	0.2857
Type 2	0.6763	0.2785



**Fig. 6** Velocity distributions of cross sections along circumferential angle for the two volute types

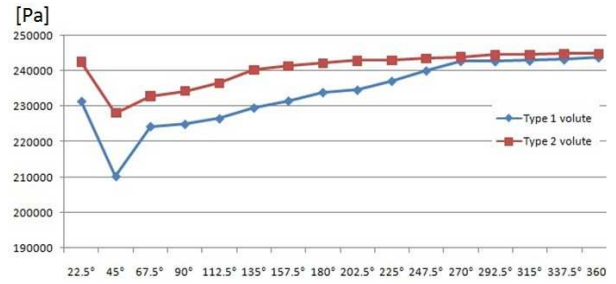


**Fig. 7** Detailed velocity distributions at the cross section of 360 degree

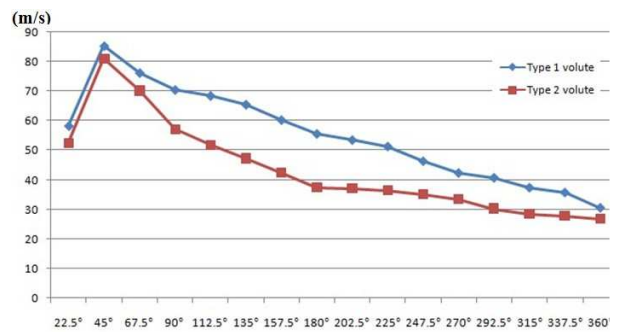
결쳐 높게 나타나므로 타입 2 볼류트가 보다 더 우수한 볼류트 성능을 나타냄을 알 수 있다. 특히 설단면은 볼류트의 가장 작은 단면과 가장 큰 단면적인 출구 원뿔대의 접합부이며 이 부근에서 유동박리가 최소화 되도록 설계되어야 한다. 타입 2 볼류트가 압력분포가 보다 균일하고 안정적임을 알 수 있다. 이는 볼류트의 출구에서 평균 압력회복계수와 손실계수(이들의 정의는 4.3 절에 제시)를 계산하여 제시한 Table 4 에서도 확인할 수 있다. 타입 2 볼류트가 더 높은 압력회복계수와 더 낮은 손실계수를 보여주고 있다.

4.2 속도장

베인리스 디퓨저를 포함한 볼류트 내부 속도분포가 두 가지 타입의 볼류트에 대해 Fig. 6 에 제시되어 있다. 디퓨저를 거쳐 볼류트에 유입되는



**Fig. 8** The cross-sectional centerline pressure along circumferential angle for the type 1 and type 2 volute



**Fig. 9** The cross-sectional centerline velocity along circumferential angle for the type 1 and type 2 volute

유동은 유동각이 클수록 반경속도 성분이 커지며, 이는 볼류트 내부에 강한 스윙을 발생시키며 반경속도성분 손실과 마찰손실을 더 크게 한다.<sup>(3)</sup> 따라서 반경속도 성분은 볼류트 유동손실과 성능 저하의 주요 요인이다. 오버형 볼류트 각 단면 내부 속도분포는 하나의 스윙 셀을 형성하고 있음을 볼 수 있다. 타입 1 볼류트는 벽면 한 쪽으로 다소 치우친 속도분포를 보여주고 있지만 타입 2 볼류트는 단면 내부 원주방향으로 균일한 속도분포를 보여주고 있다. 볼류트 유동의 원주방향 속도성분은 2 가지 가정으로 모델링 된다. 중심 유동속도가 일정하면 손실이 없다고 가정하며, 중심 유동이 감소되면 유동이 확산되며 압력손실은 전압력손실과 같다고 가정한다

볼류트 내부 유동장을 보다 상세히 살펴보기 위하여 원주방향 360° 단면에 대한 속도분포를 Fig. 7 에 제시하였다. 타입 1 볼류트는 디퓨저 출구부터 볼류트 입구로부터 90° 방향전환까지 벽면 부근 영역에 매우 큰 속도가 관찰된다. 이로부터 이 영역에 큰 전압력손실을 예상할 수 있다. 반면에 타입 2 볼류트는 원주방향으로 균일한 속도분포를 보여줌으로써 훨씬 더 작은 전압력손실이 예상된다



다.

한편, 원주방향으로 중심선을 따라 속도 및 압력분포를 구하면 Fig. 8 및 Fig. 9 과 같다. 설단면이 위치한 원주방향의 각도 22.5° 부터 이후 45° 를 제외하면 압력 거동은 약간씩 증가하다가 출구 부근에는 거의 일정하며, 속도 거동은 이와 반대되는 경향으로서 거의 선형적으로 감소한다. 타입 2 볼류트는 타입 1 볼류트보다 원주방향으로 낮은 속도분포와 높으면서 균일한 압력분포를 보여주고 있음을 알 수 있다. 이로부터 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트보다 높은 압력회복계수와 낮은 전압력손실계수를 가짐을 알 수 있으며 Table 4 에서도 다시 한번 확인할 수 있다. 설단면 부근의 압력 및 속도분포 특성을 살펴보면 볼류트 출구를 향하는 주유동의 일부가 볼류트 입구로 유입됨으로써 속도가 빨라지고 압력이 감소함을 알 수 있다. 따라서 설단면의 형상과 설단면이 위치한 원주방향의 각도가 볼류트 전체의 압력회복 및 전압력손실 특성에 미치는 영향이 매우 크며, 이에 대한 설계 또한 주요한 요소임을 확인할 수 있다.

4.3 압력회복계수 ( $C_p$ ) 와 전압력손실계수 ( $\omega$ )

압력회복계수  $C_p$  는 다음으로 정의된다.

$$C_p = \frac{P_s - \overline{P_{s,in}}}{P_{tot,in} - P_{s,in}}$$

이는 볼류트 입구 동압에 대한 정압 상승을 나타낸다. 높은  $C_p$  는 볼류트 내부에서 압력회복이 효과적으로 이루어지고 있음을 의미한다. 각운동량 보존법칙과 함께 원주방향속도에 관련된 원심력이 압력증가로 이어진다. 이 압력증가는 볼류트 단면의 유동 중심과 벽면과의 압력차이다. 본 절에서는 원주방향 각 단면에 대한 압력회복계수와

전압력손실계수의 분포를 보다 상세히 구하기 위하여 임펠러를 삽입하여 유동해석을 하였으며 이에 대한 해석조건 및 경계조건은 Table 5 에 제시되어 있다. 계산결과로서, 원주방향 4 개의 대표적인 단면에 대한 압력회복계수가 Fig. 10 에 제시되어 있다. 볼류트 유동이 원주방향으로 진행됨에 따라 압력은 점차 회복됨을 보여주고 있다. 360° 단면은 가장 높은 압력회복계수를 보여주고 있지만 다른 단면에 비해 다소 불균일한 압력회복계수를 보여주고 있는데, 이는 이 단면의 위치가 설단면과 가까우므로 유동이 볼류트 출구유동과 볼류트 입구유동과의 압력 및 모멘텀 상호작용으로 생긴 결과임을 알 수 있다. 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트보다 높은 압력회복계수와 원주방향으로 보다 균일한 압력분포를 보여주고 있다. 한편, 벽면에서의 높은 스윙 속도와 불균일한 속도분포로 인한 유동장애는 볼류트 손실의 원인이 된다. Fig. 11 에는 전압력손실계수분포가 원주방향 주요 단면에 대하여 제시되어 있다. 전압력손실계수  $\omega$  는 볼류트 입구 동압에 대한 전압력손실을 나타내며, 다음으로 정의된다.

$$\omega = \frac{\overline{P_{tot,in}} - P_{tot}}{P_{tot,in} - P_{s,in}}$$

볼류트 단면의 와류발생 영역은 높은  $\omega$  값을

Table 5 Simulation conditions for obtaining  $C_p$  and  $\omega$

Boundary conditions	Values
Inlet total pressure	100,000 Pa
Outlet mass flow rate	0.055 kg/s
Turbulent model	k- $\omega$ -SST model
Rotational speed, rpm	120,000

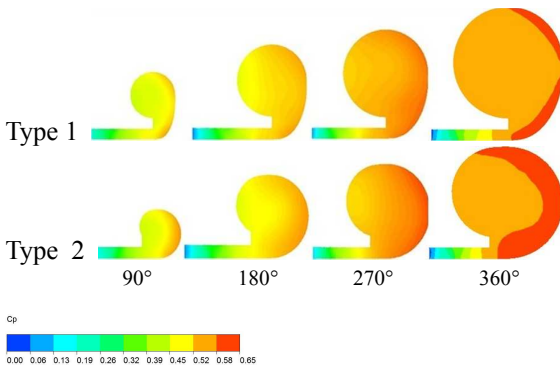


Fig. 10 Pressure recovery coefficient distributions ( $C_p$ ) of cross sections along circumferential angle for the two volute types

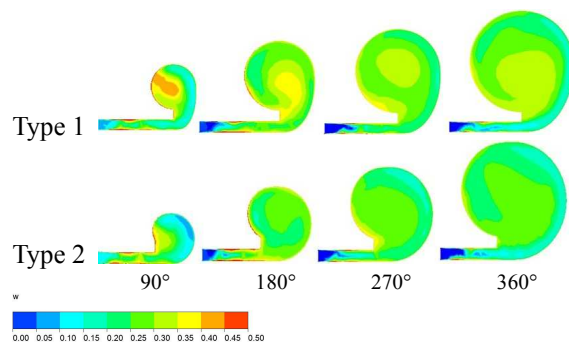


Fig. 11 Total pressure loss coefficient distributions ( $\omega$ ) of cross sections along circumferential angle for the two volute types

**Table 6** The average value of  $C_p$  for the type 1 and type 2 volute at the volute exit plane at low and high mass flow rates

	Low flow rate (0.044 kg/s)	High flow rate (0.0605 kg/s)
Type 1	0.6667	0.6586
Type 2	0.6752	0.6694

**Table 7** The average value of  $\omega$  for the type 1 and type 2 volute at the volute exit outlet plane at low and high mass flow rates

	Low flow rate (0.044 kg/s)	High flow rate (0.0605 kg/s)
Type 1	0.2865	0.2880
Type 2	0.2810	0.2819

가진다. 90° 단면과 180° 단면의 볼류트 좌하단부 측 벽면은 속도분포의 불균일로 인한 와류손실에 의해 전압력손실이 크며, 볼류트 입구의 상류영역은 반경방향 속도성분이 압력으로 전환되지 못한 전압력손실이 큰 영역으로 추정할 수 있다. 그러나 전반적으로 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트보다 낮은 전압력손실계수분포와 원주방향으로 보다 균일한 분포 특성을 살펴볼 수 있다.

본 연구에서는  $C_p$  와  $\omega$  가 볼류트의 성능을 표시하는 주요지표이다. 그러나 볼류트의 성능을 보다 더 잘 기술하려면 설계점뿐만 아니라 탈설계점(off-design) 거동도 중요하다. 이들은 Table 6 와 Table 7 에 요약하여 제시되어 있다. 여기서, 저질량유량은 설계질량유량의 80%이며 고질량유량은 설계질량유량의 110%이다. 80% 설계유량의 경우가 110% 설계유량의 경우보다 더 높은 압력회복계수와 더 낮은 전압력손실계수를 가지는 것으로 나타났다. 이는 80% 설계유량에서는 110% 설계유량에서 보다 더 낮은 스윙속도를 가지므로 더 작은 손실계수를 가지기 때문이다.

## 5. 결론

자동차용 터보차저의 압축기의 오버형 볼류트의 두 가지 단면 형상(1 개의 원호, 3 개의 원호로 구성)에 대하여 유동해석을 수행하고 그 결과를 비교하였다.

(1) G 사의 압축기 성능 맵(타입 1 볼류트) 상의 압력비와 동일한 질량유량과 회전수 조건에서 계산한 본 연구결과의 압력비를 비교한 결과, 오차 1.7% 범위 내에서 매우 잘 일치하였으므로 본 수치해의 타당성이 입증되었다.

(2) 3 개의 원호로 이루어진 타입 2 볼류트가 1 개의 원호로 이루어진 타입 1 볼류트보다 균일한 압력분포, 높은 압력회복계수와 낮은 전압력손실계수를 가지는 것으로 나타났다.

(3) 임펠러를 삽입하여 계산한 유동장에서도 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트 보다 균일한 압력분포, 높은 압력회복계수와 낮은 전압력손실계수를 가지는 것으로 관찰되었다.

(4) 설계 유량의 80%와 110%의 탈설계 유량에서도 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트보다 균일한 압력분포, 높은 압력회복계수와 낮은 전압력손실계수를 보여주었다.

(5) 설단면의 형상 또한 유동장에 영향을 주는 중요한 인자이므로 설계시 충분히 검토되어야 할 인자이다.

이상에서 타입 2 볼류트가 타입 1 볼류트 보다 볼류트의 성능면에서 우수한 특성을 보이므로 타입 1 볼류트를 대체하여 타입 2 볼류트를 사용하는 것이 추천된다. 그러나 실제 설계는 본 성능면뿐만 아니라 제작공정 및 가격 등의 요소도 함께 고려하여 결정되어야 하겠다.

## 후 기

이 논문은 2013 년 울산대학교 기계공학부 일류화사업단의 연구비에 의하여 연구되었음.

## 참고문헌

- (1) Japikse, D., 1996, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts, Inc.
- (2) Nicholas, C. B, 2005, *Fundamental of Turbocharging*, Concepts, Inc.
- (3) Ayder, E., Van den Braembussche, R. and Brasz, J. J., 1993, "Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute," *ASME J. Turbomach.*, 115(6), pp. 582~589.
- (4) Kim, S., Park, J., Ahn, K. and Baek, J., 2010, "Improvement of the Performance of a Centrifugal Compressor by Modifying the Volute Inlet," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 224, No. 2, pp. 251~259.
- (5) Cheng, X. and Michael, M., 2005, "Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute," *Int. J. of Rotating Machinery*, Vol. 3, pp. 190~196.
- (6) Kang, K. J., Shin, Y. H., Kim, K. H. and Lee, Y. P., 2013, "Flow Field in Volute for Various Operating Conditions of Centrifugal Compressor," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 5, pp. 531~538.