

# 소형터보압축기 회전차와 볼류트의 상호작용

김동원\* · 안병재\*\* · 김윤제\*\*\*

## Interaction of Impeller and Volute in a Small-size Turbo-Compressor

D.-W. Kim, B.-J. Ahn and Youn J. Kim

**Key Words:** Turbo-compressor(터보압축기), Volute casing(볼류트 케이싱), Circular casing(원형 케이싱), Archimedes spiral(아르키메데스 나선), Radial load(반경방향 추력), Vaneless diffuser(베인없는 디퓨저)

### Abstract

The effects of casing shapes on the interaction of the impeller and volute in a small-size turbo-compressor are investigated. Numerical analysis is conducted for the compressor with circular and single volute casings from inlet to discharge nozzle. In order to predict the flow pattern inside the entire impeller, vaneless diffuser, and casing, calculations with a multiple frame of reference method between the rotating and stationary parts of the domain are carried out. For incompressible turbulent flow fields, the continuity and three-dimensional time-averaged Navier-Stokes equations are employed. To predict the performance of two types of casings, the static pressure and loss coefficients are obtained with various flow rates. Also, static pressure distributions around casings are studied for different casing shapes, which are very important to predict the distribution of radial load.

#### 기호설명

$u_i$  직교 좌표계(  $i=1, 2, 3$ )상의 상대속도  
 $u_i'$  변동속도  
 $\mu$  점성계수  
 $\epsilon_{ijk}$  permutation 텐서  
 $\delta_{ij}$  Kronecker delta 함수  
 $R$  기체상수  
 $T$  절대온도  
 $c_p$  압력회복계수  
 $w$  손실계수

#### 하첨자

0 터보압축기 입구  
 1 회전차 입구  
 2 회전차 출구  
 3 디퓨저 입구  
 4 디퓨저 출구  
 5 케이싱  
 6 터보압축기 출구

#### 상첨자

o 정체(stagnation) 상태

\* 성균관대학교 기계공학부 대학원  
 \*\* 현대모비스/응용기술연구부  
 \*\*\* 성균관대학교 기계공학부

### 1. 서론

터보압축기 케이싱 형상으로 볼류트형을 채택하는 경우 원형 케이싱보다 성능향상을 기대할 수 있지만, 설계점 이외의 유량에서 발생하는 반경방향 추력의 영향으로 베어링의 손상 및 운전의 불안정성이 증가하게 된다. 소형 터보압축기는 저소음, 무급유, 고성능 등의 장점을 가지므로 최근 들어 소형 냉동사이클용 압축기로 개발된 스크롤 압축기를 대체할 수 있는 압축기로 알려

**Table 1, Specification and operating condition of the modelled turbo-compressor**

Diameter of impeller	52mm
Height of impeller exit	1.9mm
Diameter of diffuser	90mm
Rotating speed	45000rpm
Design flow rate	82g/s

져 있다. 고회전수 때문에 적용된 공기 베어링은 반경 방향 추력에 매우 민감하므로, 볼류트로 인해 증가하는 반경방향 추력은 압축기 운전에 심각한 영향을 초래할 수 있다. 또한 볼류트의 잘못된 설계는 회전차와의 상호작용으로 인해 회전차의 운동 에너지 중 많은 양이 마찰이나 스월(swirl) 등의 손실로 인해 소모될 수 있다. 따라서, 성능향상을 위한 볼류트 채용 시 볼류트 형상 설계는 매우 중요한 요소가 된다.

Lorett 등<sup>(1)</sup>은 회전차 출구에서 속도와 압력의 불균일한 분포와 날개면의 상호작용에 따른 유체의 주기적인 토출과정 때문에 발생하는 와류실내의 속도와 압력 특성을 해석적으로 분석하여 실험결과와 비교하였다. 볼류트 만을 대상으로 해석을 수행할 때 일반적으로 입구에서는 균일 유동을 주게 되는데, 실제 입구에서 불균일 유동과 주기적인 유입이 발생하므로 이에 대한 고려가 필요함을 밝혔다.

Craba와 Kueny<sup>(2)</sup>는 2차원 터보펌프를 대상으로 회전차와 볼류트 간의 상호작용을 비정상 수치해석과 실험을 통하여 고찰하였다. 회전차와 볼류트 케이싱의 경계면 처리를 위해 다중 중첩 격자계 구성 기법(multi-domain overlapping grid technique)을 사용하였다. 상호작용에 대한 해석을 통하여 해석 모델의 진동과 반경방향 추력 및 소음 감소 방안을 제시하였다.

Hillewaert와 Braembussche<sup>(3)</sup>는 1단 터보압축기의 상호작용을 회전차에 대해서는 비정상해석을, 볼류트에 대해서는 정상해석을 통해 수행하였다. 또한 실험을 통해 결과를 검증하여 회전차 끝단에서 만들어진 비정상류가 디퓨저를 통과하면서 정상상태로 바뀌어 볼류트 입구에서는 정상류가 됨을 입증하였다. Braembussche 등<sup>(4)</sup>은 터보압축기의 설계와 해석을 위해 회전차와 디퓨저

에서 발생하는 비정상류를 예측할 수 있는 해석식을 개발했으며, 실험을 통하여 타당성을 검증하였다.

본 연구에서는 소형 터보압축기에 사용되는 케이싱의 형상 변화가 회전차와의 상호작용에 의해 성능 및 반경방향 추력에 미치는 영향을 연구하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 해석 모델

수치해석 영역은 터보압축기의 전체영역인 회전차를 포함한 디퓨저와 케이싱을 대상으로 하였으며(Fig. 1 참조), 운전조건은 Table 1에 나타내었다. 케이싱은 원형(circular), 볼류트(volute)형을 적용하였는데, 원형은 사각 단면을, 볼류트형은 타원형 단면을 갖는다.

케이싱 형상을 결정하는 방법은 Stepanoff가 제시한 볼류트 케이싱 내의 모든 단면에서 속도가 일정하게 되도록 하는 일정유속법(theory of constant average velocity)에 따라서 설계하였다.<sup>(5)</sup> 따라서, 볼류트 나선의 형상은 볼류트 케이싱 내의 볼류트 감기시작부로부터 각도가 증가함에 따라 단면적이 일정하게 증가하는 아르키메데스 나선형(Archimedes spiral)을 사용하였다.

경계밀착좌표계(body-fitted coordinates)와 엇갈림 격자계(staggered grid)를 사용하여 격자계를 구성하였다(Fig. 2 참조). 계산 격자수를 70,000개 까지 증가시키면서 해석을 수행하였지만, 결과 값에는 차이를 보이지 않았다.

### 2.2 지배방정식

연속방정식과 정상상태 난류 점성유동의 시간 평균된 Reynolds 방정식을 텐서 형태로 표현하면 다음식과 같으며, 수치해석 영역내부에 회전차가 있으므로 Reynolds 방정식에 회전을 고려한 속도 벡터를 사용 하였다. 난류해석을 위하여 벽함수를 이용한 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

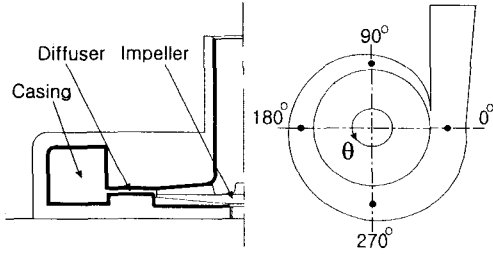
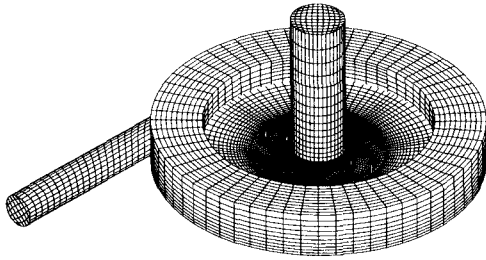


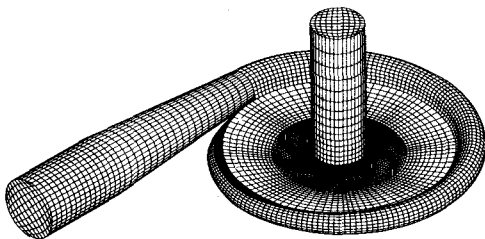
Fig. 1 Geometry of the modelled turbo-compressor

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \\ & - 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_j u_k - \rho (\omega_m x_m \omega_i - \omega_n \omega_n x_i) \end{aligned} \quad (2)$$

수치해석은 상용코드인 STAR-CD<sup>(6)</sup>를 이용하였으며, 위와 같은 비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 이산화하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 수



(a) circular casing



(b) volute casing

Fig. 2 Schematic of grid systems

치해석 시에 사용된 작동유체인 RC-318의 상태 방정식과 정압비열의 계산을 위해 다음 식을 이용하였다.

$$p = \frac{RT}{v-b} + \quad (3)$$

$$\sum_{i=2}^5 \frac{1}{(v-b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-\kappa T/T_c})$$

$$C_p = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} - R \quad (4)$$

여기서  $v$ ,  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $\kappa$ ,  $G$  등은 상수이다. 볼류트의 성능을 평가하기 위해서 아래와 같이 정압회복계수(static pressure recovery coefficient)와 손실계수(loss coefficient)를 사용하였다.

$$c_p = \frac{P_6 - P_4}{P_4^* - P_4} \quad (5)$$

$$w = \frac{P_4^* - P_6}{P_4^* - P_4} \quad (6)$$

### 2.3 경계조건

입구 경계면에서는 모든 유동 변수값이 지정되어야 한다. 또한, 난류 유동의 경우에는 수치계산 시 입구에서의 난류 운동에너지( $k$ )와 난류 운동에너지 소산율(dissipation rate,  $\varepsilon$ )이 필요하다.  $\kappa - \varepsilon$  모델에서는 난류의 등방성(isotropic)을 가정하므로 난류 강도( $I$ )와 난류운동에너지는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$I = \frac{u'}{U} \times 100 \quad (7)$$

$$k = 1.5 \left( I \frac{U}{100} \right)^2 \quad (8)$$

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{\ell} \quad (9)$$

여기서  $u'$ 는 속도의 섭동성분,  $U$ 는 평균 유입 속도,  $C_\mu$ 는 0.09, 특성길이( $\ell$ )는 임펠러 입구높이의 1/100배로 하였다.

벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였으며, 벽면에 수직인 방향으로의 질량유량은

존재하지 않는 것으로 한다. 또한, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽함수를 사용하였다. 출구 경계면에서는 일반적으로 유동변수 값에 대한 정보를 알기가 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 모든 유동 변수에 대하여 유선방향으로의 구배가 영인 Neumann 조건을 사용하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

원형과 볼류트형 케이싱을 장착한 소형 터보압축기의 회전차와 케이싱 간의 상호작용을 예측하여, 이를 통한 소형 터보압축기의 성능 향상 및 안전운전 방안을 마련하고자 유동 해석을 수행하였다.

모든 유량점에서 반경방향 추력을 제거할 수 있을 것으로 예측되는 원형 케이싱을 장착한 경우, Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 유량이 증가할수록 볼류트 케이싱을 장착한 경우 보다 입구 정압( $P_{ref}$ )을 기준으로 전체 수치해석 영역의 입·출구압차( $P_{S6}-P_{S0}$ )로 표시되는 성능이 저하되는 것을 알 수 있다. 볼류트 케이싱의 경우 유량 증가에 따라 압력차가 증가하는 것으로 보아 원형 케이싱을 장착한 경우보다 더 큰 유량 범위를 가질 것으로 판단되며, 이러한 형상 변화를 통해 전체 터보압축기의 설계점 자체가 대유량점으로 이동하는 효과를 갖게된 것으로 판단된다.

케이싱의 형상변화를 통한 터보압축기 전체 성능을 평가하였고, 다음으로 케이싱 자체 성능을 평가하기 위해 Figs. 4와 5에 각각 정압회복계수( $C_p$ )와 손실계수( $w$ )를 도시하였다. 정압회복계수는 식(5)을 통해 알 수 있듯이 볼류트 입구의 동압(dynamic pressure)과 볼류트 출구에서 정압 상승에 기여하는 양의 비로 나타낸 것이다. 손실계수는 입구 동압과 입·출구 전압차의 비로 나타낸다. 케이싱의 기능은 회전차를 통해서 나온 유체의 동압을 손실없이 정압으로 변환시키는 것에 있으므로 Figs. 4와 5에서와 같이 정압회복계수가 높고 손실계수가 낮은 볼류트 케이싱의 성능이 우수한 것을 알 수 있다.

동일한 위치에 있는 회전차 채널 및 디퓨저 내부의 속도 및 정압 분포를 두가지 케이싱에 대하여 Fig. 6(a), (b)에 도시하였다. 케이싱과의 상호작용으로 인해 동일 회전차 채널이라 할지라도

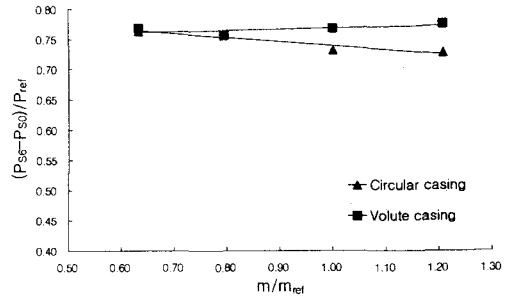


Fig. 3 Overall performance of turbo-compressor with various flow rates

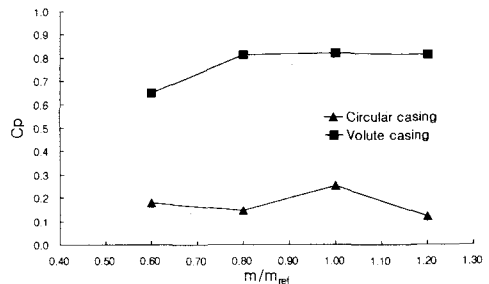


Fig. 4 Static pressure recovery coefficient with various flow rates

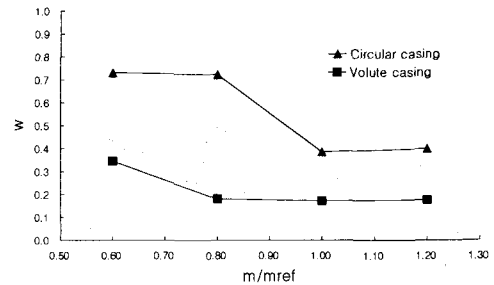


Fig. 5 loss coefficient with various flow rates

내부 유동에서 상당한 차이를 볼 수 있다.

속도 분포를 고찰해보면 Fig. 6에서 볼 수 있는 바와 같이, 두 경우 모두 회전차 날개의 압력면 근처에서 정체영역이 발생함을 알 수 있는데, 원형 케이싱의 경우 유로의 1/2정도 넓은 범위에서 정체영역인 유로폐쇄(blockage)가 발생하는 반면, 볼류트의 경우 면적이 1/3 정도가 됨을 알 수 있다. 이러한 정체영역은 저운동량 영역으로 회전차 내의 손실을 야기하는데 정압 분포에서도 이를 확인할 수 있다. 원형의 경우 회전차 날개

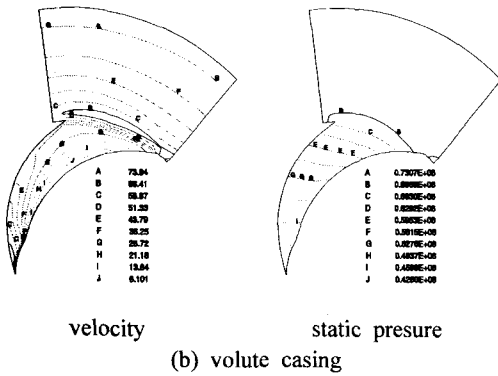
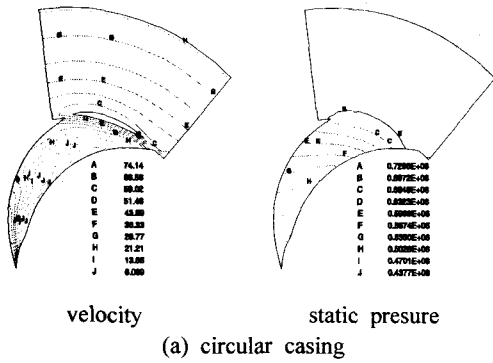


Fig. 6 Static pressure distribution in impeller and diffuser

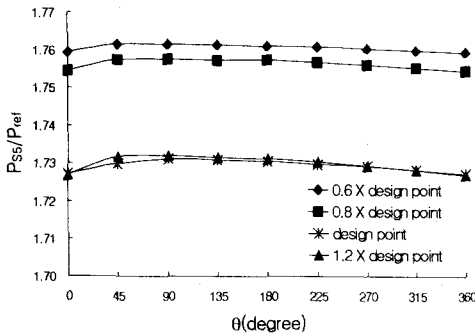


Fig. 7 Circumferential static pressure distribution with four operation points (circular casing)

사이의 중간부분에 등압선의 기울기가 바뀌게 되는데 이는 손실로 인한 역압력 구배값의 차이를 나타내고 있다. 따라서 손실이 작은 볼류트형에서는 기울기가 바뀌는 부분이 압력면 근처에 국한됨을 알 수 있다. 회전차가 유체에 가하는 에너지에 의해 회전차 채널을 통과하면서 속도와

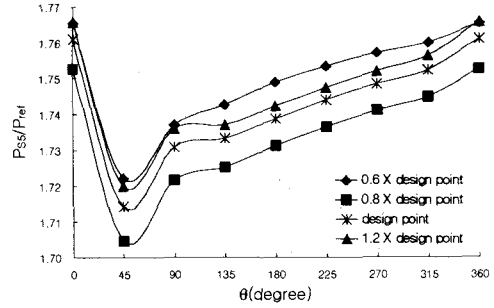
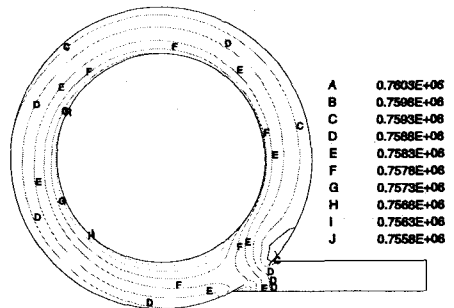
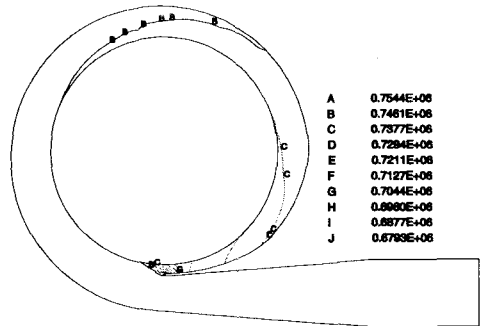


Fig. 8 Circumferential static pressure distribution with four operation points (volute casing)



(a) circular casing



(b) volute casing

Fig. 9 Circumferential static pressure distribution at design point

압력이 동시에 증가한다. 설계점에서 회전차 출구의 속도는 약 66m/s, 마하수는 0.55정도까지 이르게 된다. 고속의 유체는 볼류트 입구부에서는 25m/s로 속도가 감소하게 된다. 상당한 크기의 동압을 가지고 유입되는 유체를 케이싱은

출구쪽으로 모오면서 동압을 정압으로 변환하게 된다. 원형 케이싱의 경우 유입유량은 대부분의 경우 디퓨저를 통과해서 나오는 반경방향 유량이지만, 볼류트 케이싱인 경우 유입유량은 디퓨저를 통과해서 나오는 유체와 볼류트로 부터 유입되는 유량 두 가지이다. 이러한 유체의 유입방향은 정압분포에 영향을 미친다. 나선 각도  $0^\circ$  에서부터  $360^\circ$  까지의 케이싱 내부 정압분포를 유량에 따라 나타낸 결과를 통해 반경방향 추력의 크기와 방향을 예측할 수 있는데, 이를 Figs. 7~9에 나타내었다. Fig. 7에서 볼 수 있는 바와 같이 원형 케이싱을 장착한 경우 모든 유량 범위에서 입구 정압( $P_{ref}$ )으로 나눈 케이싱 주위 압력( $P_{ss}$ )이 일정하게 나타남을 알 수 있다. 각도( $\theta$ )가  $45\sim 90^\circ$  일 경우 가장 높은 정압을 나타내며, 유입 유량이 반경방향으로 유입되기 때문에 Fig. 9(a)에서 볼 수 있는 바와 같이 케이싱 내의 압력분포 또한 거의 동심원을 그리면서 반경방향으로 상승함을 확인할 수 있다. Fig. 8에 도시한 볼류트 케이싱의 경우, 볼류트 감기 시작부에서부터 각도 증가와 함께 점차로 정압이 높아지면서 볼류트가 또 하나의 디퓨저 역할을 하는 것을 알 수 있다. 압력분포(Fig. 9(b) 참조)에서도 원형 케이싱과는 달리 반경과 각도가 증가하면서 압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 원형과는 달리 볼류트형에서는  $45^\circ$  근방에서 최저 정압이 발생하였다. 원형과 볼류트 케이싱 주위에서의 이러한 정압분포는 각각 설계점 근방과 저유량점에서의 전형적인 정압분포 개형을 나타내고 있다.

## 5. 결론

에어컨 및 열펌프 등에 장착 가능한 소형 터보 압축기 개발의 일환으로 동심형과 볼류트형 케이싱의 반경방향에 미치는 힘을 수치해석적 방법으로 고찰하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 전체 터보압축기에 대한 해석에서 볼류트형이 원심형보다 높은 효율을 갖으며, 케이싱 자체의 효율에서도 볼류트 형이 보다 나은 성능을 나타내었다.

(2) 케이싱과의 상호작용 때문에 동일 회전차 채널에서 상이한 유속과 압력 분포를 나타내었는데, 볼류트를 장착한 경우 회전차 내부 정체영역

이 원형 케이싱의 경우보다 감소하여 손실이 감소함을 알 수 있었다.

(3) 두 가지 케이싱 주위의 일정한 정압 분포를 고찰할 때 원형 케이싱의 경우 설계점 근처에서 운전되며, 볼류트형의 경우 저유량점에서 운전되고 있음을 알 수 있었다. 따라서 저유량점에서 운전되며 정압분포가 불균일한 볼류트형에서 반경방향 추력이 다소 증가할 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 두뇌한국 21(BK 21)사업 핵심분야인 "고효율 차세대 에너지 기기 설계 사업팀"의 지원 하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Lorett, J. A. and Gopalakrishnan, S., 1986, "Interaction between impeller and volute of pumps at off-design conditions", ASME J. of Fluids Engineering, Vol. 108, No. 1, pp. 12-18.
- (2) Croba, D. and Kueny J. L., 1996, "Numerical Calculation of 2D, Unsteady Flow in Centrifugal Pumps: Impeller and Volute Interaction", Int'l J. for Numerical in Fluids, Vol. 22, pp. 467-481.
- (3) Hillewaert, K. and Van den Braembussche R. A., 1999, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressor", J. of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 603-608.
- (4) Van den Braembussche R. A., Ayder, E., Hagelstein, Rautenberg and Keiper, R., 1999, "Improved Model for the Design and Analysis of Centrifugal Compressor Volute", J. of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 619-625.
- (5) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", John Wiley & Sons, New York.
- (6) Computational Dynamics Ltd., 1999, "STAR-CD Methodology v3.100", CD-Adapco.