

## 볼류트 단면적 변화가 원심펌프의 성능곡선에 미치는 영향

최영석<sup>†</sup>, 김덕수<sup>\*</sup>, 이경용<sup>\*\*</sup>, 윤준용<sup>\*\*\*</sup>

한국생산기술연구원, <sup>\*</sup>한양대학교 대학원, <sup>\*\*</sup>한국생산기술연구원, <sup>\*\*\*</sup>한양대학교 기계공학과

### Effect of Volute Area Distributions on the Performance Characteristic Curve of a Centrifugal Pump

Young-Seok Choi<sup>†</sup>, Deok-Su Kim<sup>\*</sup>, Kyoung-Young Lee<sup>\*\*</sup>, Joon-Yong Yoon<sup>\*\*\*</sup>

**ABSTRACT:** In this paper, the effect of volute area distribution on the performance characteristic curve of a centrifugal pump were numerically studied using a commercial CFD code. To reduce the shutoff head, maintaining head and efficiency at a design flow rate, the flat head-capacity characteristic curves in which the head varies only slightly with capacity from shutoff to design capacity are frequency required. In order to control the shutoff head of a pump, several volute area distributions were proposed as a main parameter with the same impeller geometry. The calculation results show that the characteristic curve of a centrifugal pump can be controlled by modifying the area distribution with the same volute outlet area.

**Key words:** Centrifugal pump(원심펌프), Volute (볼류트), Performance characteristic curve (성능 특성곡선), CFD( 전산 유체 역학)

#### 기호 설명

$C_v$	: 볼류트 단면 평균속도, [m/s]
$K_v$	: 볼류트 설계함수
$Q$	: 펌프토출구 유량, [ $m^3/min$ ]
$g$	: 중력가속도, [ $m/s^2$ ]
$H$	: 수두, 양정, [m]
$A$	: 볼류트 단면적

$d$	: 설계점
ori	: original 모델

#### 1. 서 론

인류의 가장 오래 된 기계류 중의 하나인 펌프는 BC 1000년경 아르키메데스에 의해서 처음으로 지금의 스크류 펌프 형태로 개발된 이래 꾸준한 발전을 거듭하여 산업현장 및 가정용으로 적용되어 왔다. 가장 보편적인 펌프중의 하나인 원심 펌프는 1850년대 경에 발명되어, 이후 성능개선을 이루어 왔으며 국내 대부분의 펌프제조업체에서도 생산하고 있는 품목이다. 원심펌프에 대

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8337; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: yschoi@kitech.re.kr

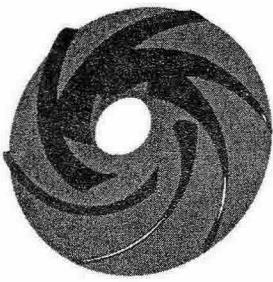


Fig. 1 Impeller Geometry of the pump

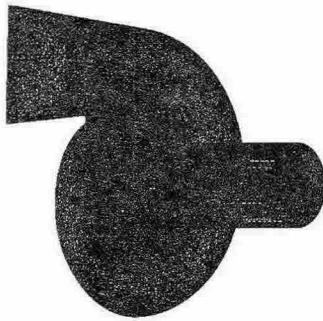


Fig. 2 Computational grid system

한 연구는 그 동안 많은 연구자들에 의하여 수행되어 왔으며, 설계 및 성능예측 방법의 개선, 실제 및 모형시험을 통한 실험적 연구, 전산유체역학(CFD)을 이용한 해석적 연구 등의 분야에서 많은 발전을 이루어 왔다. 최근에는 특히 컴퓨터 성능의 향상과 더불어 전산유체역학(CFD)을 응용하여 펌프의 3차원 점성 유동장에 대한 해석 및 결과 분석<sup>(1)</sup>을 통한 설계에의 적용 등에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 또한 기존의 경험적 설계 방법을 이용한 설계가 아닌 역설계(Inverse design)<sup>(2)</sup> 방법을 이용한 최적설계방법도 CFD의 발전과 더불어 새로운 분야로 발전하고 있다. 설계점에서의 펌프의 고효율화와 컴팩트(compact)한 설계는 제품의 경쟁력과 직결되는 사항이기도 하다.

최근에는 설계점에서의 고효율화 뿐만 아니라 펌프 자체의 성능곡선에 대하여 사용자가 원하는 성능특성곡선을 만족하는 펌프 설계 즉, 탈 설계점에서의 성능 특성이 펌프의 중요한 변수로 다루어지고 있다. 이러한 탈 설계점 특성 중에서 체절점 양정(shutoff head) 역시 성능특성 곡선에

중요한 변수로 취급되고 있다. 많은 경우 펌프의 설계 사양으로서 설계점에서의 성능뿐만 아니라, 설계점 양정에 대한 체절점 양정의 비를 일정한 양 이하가 되는 설계를 요구하는 사항이 채택되고 있다. 이러한 이유는 펌프가 적용된 어떤 시스템에서 급격한 밸브의 닫힘 등으로 인해 체절점 근처에서 작동하게 될 때 가급적 펌프 양정이 높지 않아서 밸브나 배관 등에 큰 무리를 주지 않아야 하며, 또한 수격현상(water hammering)과 관련해서도 체절점 양정이 낮은 펌프를 선호하고 있기 때문이다.

원심펌프의 경우 설계점에서의 성능특성곡선의 기울기는 체절점 양정과 관련이 있으며, 원하는 기울기를 가진 펌프를 설계하는 방법으로 원심펌프의 두 가지 중요한 요소인 임펠러와 볼류트의 설계 관점에서 접근할 수 있다. 즉 임펠러 날개 각이나 날개수를 변경하는 임펠러 설계와 볼류트 단면적 분포를 변화를 통해 성능곡선의 기울기를 변화시키는 두 가지 방법을 생각할 수 있다.

본 연구에서는 임펠러의 설계 관점이 아닌 주어진 임펠러 형상에서 볼류트의 설계 변경을 통해서 성능곡선의 기울기를 변화시킬 수 있는 방법을 살펴보고자 한다. 이를 위하여 실제 산업 현장에서 사용하고 있는 양쪽 흡입 원심 펌프를 대상으로 임펠러와 볼류트를 포함한 펌프 모델에 대하여 정밀한 수치해석을 수행하여 성능곡선을 구한 후, 이를 기준으로 임펠러를 고정시킨 상태에서 볼류트의 단면적 분포에 따른 성능 곡선의 변화 특성을 예측하여 볼류트 형상 변화가 펌프의 성능곡선에 미치는 영향에 대하여 분석하였다.

## 2. 수치 해석 방법

### 2.1 해석 대상 및 격자계

본 연구에서 해석에 사용된 펌프는 날개 개수가 6개인 비속도(rpm, m<sup>3</sup>/min, m) 315인 양쪽 흡입 원심 펌프로써 Fig. 1에 임펠러 형상을 나타내었다. 볼류트를 포함한 전체유동장의 해석에서는 양흡입 원심펌프는 좌우 대칭이므로 격자와 해석시간을 고려하여 반쪽면에 대하여 해석을 수행하였고 Fig. 2에 해석에 사용된 펌프의 형상 및 격자계를 나타내었다. 수치해석 격자로는 임

펠러 부분은 상용프로그램인 Turbo-Grid에서 제공하는 정렬격자를 사용하였으며, 임펠러 입구 (Inlet block) 블록, 임펠러 블록, 임펠러 출구 (Out block)의 세부분으로 나누어져 있다. 임펠러만의 유동장에 대한 격자테스트를 수행해본 결과 격자 노드가 6만개 이상부터는 결과 값에 큰 변화가 없음을 확인하여 임펠러 한 개당 노드수는 약 6만개로 고정시켰다.

볼류트의 경우 ICEM에서 제공하는 비정렬 격자를 사용하였으며 격자수는 약 20만개의 노드수로 고정시켰다. 임펠러 단독 모형으로 해석을 수행할 경우 주기 조건(Periodic condition)을 사용하여 임펠러 하나만 해석이 가능하지만 볼류트와 같이 해석을 수행할 경우 볼류트 케이싱의 비 대칭성 때문에 임펠러 단독 모형에서와 같이 임펠러 한개만 포함하는 영역을 해석할 수 없어 임펠러 전체를 가지고 해석을 수행해야 한다. 따라서 펌프 전체 해석을 위해서 임펠러 6개와 볼류트를 포함한 격자수 약 56만개가 해석에 사용되었다.

## 2.2 지배 방정식 및 해석 기법

본 연구에서는 비압축성 난류유동의 해석을 위한 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며 상용프로그램인 CFX 5.7을 사용하여 해석을 수행하였다. 이산화 기법으로는 2차 이상의 정확도를 가지는 high resolution scheme을 사용하였으며 난류 모델로는 Menter(1992)<sup>(3)</sup>가 제시한 Shear Stress Transport(SST) k- $\omega$  모델을 사용하였으며 이 모델은 유동의 박리(separation) 현상 및 제트 유동장의 해석에 적절하다고 알려져 있다.

## 2.3 경계조건

수치해석에 사용된 경계조건으로는 입구 경계 조건은 대기압을 주었으며 출구 경계 조건은 질량 유량을 주었다. 유량은 설계점을 기준으로  $Q/Q_d$  가 0.4~1.4까지 0.2 간격으로 유량을 감소 혹은 증가시키면서 해석을 수행하였다. 회전하는 임펠러와 고정된 볼류트의 영향을 고려하기 위하여 MFR(multiple frame of reference)를 사용하였다. CFX 5.7에서 제공하는 MFR은 대표적으로 회전방향으로 평균된 임펠러 출구의 유동형상을

볼류트의 입구에 적용하는 stage averaging 방식과, 실제 현상과 유사하게 임펠러를 일정한 각도로 회전시켜가면서 볼류트와 상대적인 각각의 위치에서 해석을 수행하는 Frozen rotor 방법 등이 있다. 본 연구에서는 Frozen rotor 방법을 사용하여 해석을 수행하였다.

## 2.4 볼류트 단면적 분포

볼류트는 임펠러를 통한 유동을 모아 파이프로 연결하는 요소로서 볼류트 내부의 압력회복 특성은 펌프의 성능에 중요한 영향을 미치며 볼류트 혀(tongue)에서 출구단면까지의 볼류트 단면적 분포가 중요한 설계 변수가 된다. 볼류트의 단면적 분포를 설계하는 방법은 크게 두 가지 방법이 이용이 된다. 첫 번째 방법으로는 볼류트 내의 유동을 임펠러 출구유동의 자유와류 유동형태로 설계한 것으로서 볼류트를 형상은 대수나선을 기본으로 한 형태를 가지게 된다. 두 번째 방법은 Stepanoff<sup>(4)</sup>가 제시한 방법으로 볼류트내의 유속을 일정하게 하여 볼류트 내의 단면적이 일정하게 증가하는 아르키메데스식 나선형을 기본으로 한 형태이다. 대부분의 볼류트 형태는 볼류트내의 단면적을 일정하게 변화시키는 아리키메데스식 나선형을 가장 많이 사용하고 있다.

기존 볼류트 형상을 제작 도면을 바탕으로 해석을 위하여 3차원 모델링을 수행하였다. 기존 모델의 볼류트 단면 분포를 분석해본 결과 각도에 따라 면적이 거의 일직선인 것을 확인 할 수 있었다. Stepanoff가 제시한 이론식에서 볼류트 단면에 대한 평균 속도  $C_v$ 는 일정하게 되며 다음과 같이 표현이 된다.

$$K_v = C_v / \sqrt{2gH} \quad (1)$$

여기서  $K_v$ 는 볼류트 설계 함수(Volute design factor)를 나타내며 경험치에 의존한다. 이때 볼류트 단면적  $A(\theta)$ 는 아래식으로 표현이 된다.

$$A(\theta) = \frac{\theta}{360} \left( \frac{Q}{C_v} \right) \quad (2)$$

여기서  $Q$ 는 펌프 유량이다. 각도에 따른 기존 모델의 면적분포와 Stepanoff가 제시한 이론 면

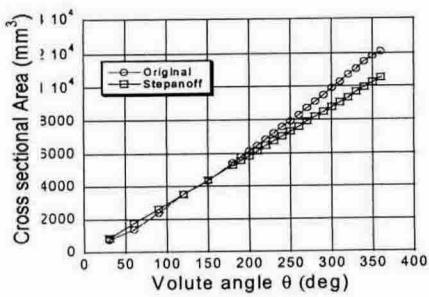


Fig. 3 Cross sectional area distribution of the original volute and Stepanoff's formula.

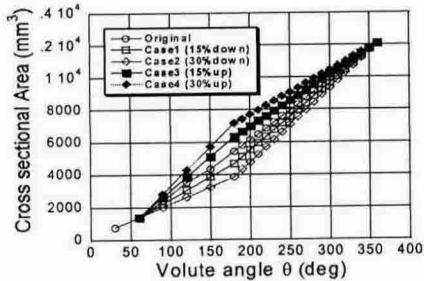


Fig. 4 Cross sectional area distributions of various volute models

적 분포를 Fig. 3에 나타내었다.

기존 모델과 Stepanoff가 제시한 이론식을 비교해 보면 각도 30도에서 180도까지는 거의 일치하지만 180도에서 360도까지는 다른 기울기를 가지고 있음을 확인 할 수 있었다. 하지만 대체로 거의 비슷하게 일치하는 것으로 보아 기준모델이 Stepanoff가 제시한 이론식에 바탕을 두어 설계되었음을 짐작해 볼 수 있다. 볼류트 단면적 분포는 기준 형상을 기준으로 각도( $\theta$ ) 60~180도까지 180도에서의 단면적을 기준으로 15%와 30%의 단면적을 증가 또는 감소 시켜서 일정하게 변화하는 형태를 만들었으며, 이때 볼류트 출구의 단면적은 동일하게 고정시켜 해석을 수행하였다. 해석에 사용된 볼류트 단면적 분포를 Fig. 4에 나타내었고, 이때의 볼류트 형상을 Fig. 5에 비교하여 나타내었다. 볼류트 혀(tongue)의 위치 및 임펠러와의 간격은 펌프 성능에 중요한 영향을 미친다. 본 연구에서는 볼류트 혀(tongue)를 포함하여 각도 60도 까지의 볼류트 형상은 항상 일정하게 유지하여, 단지 볼류트 단면적의 변화 영향

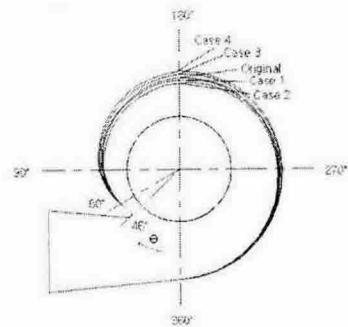


Fig. 5 Volute geometry of the centrifugal pump

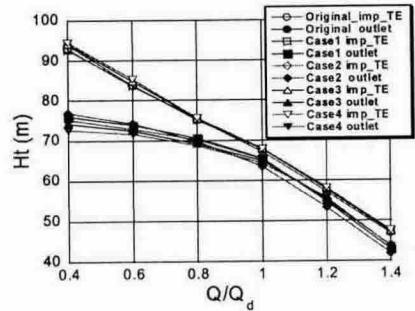


Fig. 6 Comparison of total head curves at impeller exit and volute exit.

만을 살펴보자 하였다. 볼류트 혀의 위치는 Fig. 5에서 나타낸 각도 기준으로 46도 정도에 위치해 있다.

### 3. 해석 결과 및 분석

여러 가지 볼류트 모델에 대하여 설계점 및 탈설계점에서 해석을 수행하여 펌프 성능곡선(양정)을 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 볼류트를 포함한 탈설계점 해석에서 유량이 설계점 유량에 비하여 작은 경우( $Q/Q_d < 0.4$ )에는 해석의 수렴성이 좋지 않아서 수렴된 결과를 얻을 수 없었다. 임펠러 출구에서의 헤드곡선은 큰 차이가 없으나, 볼류트 출구에서는 모델에 따라 차이를 보이고 있다. 체결점 양정비(Shutoff head ratio)는 체결점에서의 양정과 설계점에서의 양정의 비를 나타내는 것으로서 펌프 성능곡선의 중요한 항목 중 하나이다. 본 계산에서는 체결점에서 수렴된 해석결과를 얻을 수 없었고, 또한 원심펌프이 성

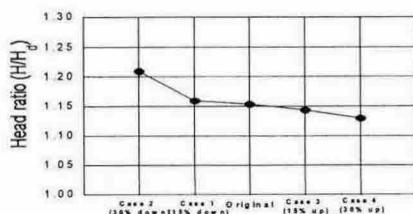


Fig. 7 Comparison of head ratio of various volute models.  
( $Q/Q_d=0.4$ )

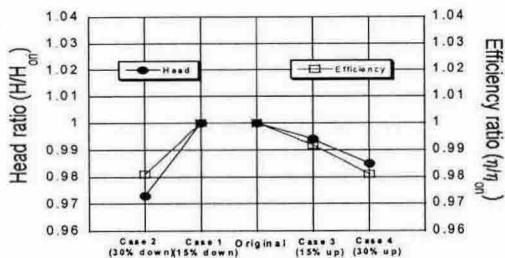


Fig. 8 Comparison of head and efficiency of various volute models.  
( $Q/Q_d=1.0$ )

능곡선특성이 일반적으로 완만하게 변하는 특성을 가지고 있으므로, 유량비( $Q/Q_d$ )가 0.4인 지점에서 양정비를 비교하여 체결점 양정비를 간접적으로 유추해 보았다. 각 케이스에 따른 양정비를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7을 살펴보면, 볼류트의 단면적 변화( $60^\circ \sim 180^\circ$ )경향에 따라서 일정하게 감소하는 양정비 특성을 보이고 있다. 즉 기존 모델의 양정비는 1.154인데 반해 Case2인 경우( $180^\circ$ 에서 볼류트 단면적을 30% 감소) 양정비가 1.209로 높은 값을 보이고 있으며, 또한 Case4인 경우( $180^\circ$ 에서 볼류트 단면적 30% 증가) 양정비가 1.130으로 기존 모델에 비해 낮은 값을 나타내고 있다. 여기서 양정비가 감소되었다는 것은 성능곡선의 기울기가 기존 모델에 비해 완만함을 나타내고 있으며, 체결점에서의 헤드가 낮다는 것을 의미 한다.

각 해석 모델에 대하여 설계점 유량에서의 양정 및 효율변화 정도를 무차원화하여 Fig. 8에 나타내었다. Case1인 경우 헤드와 효율이 기존 모델(original model)과 거의 동일한 값을 보이고 있으나, Case2,3,4의 경우에는 양정 및 효율이 기존모델에 비해 낮은 값을 보이고 있으며, 단면적 변화를 크게 준 경우가 설계점에서의 성능이 더

욱 크게 감소함을 알 수 있었다. 체결점 양정을 개선하려는 Case3,4의 경우 헤드 및 효율감소는 약 2% 이내로 나타났다. 따라서 설계점에서의 성능감소를 어느 정도 감수하면서 체결점에서의 성능특성을 개선하고자 하거나, 임펠러 형상을 고정시키고 볼류트 형상만을 변화시켜 원하는 성능곡선 형태로 성능을 변화시키려 할 경우에는 본 해석 경우와 같은 볼류트 단면적 변화를 고려해 볼 수 있으나, 설계점에서의 성능이 매우 중요하다면 볼류트 및 임펠러 전체의 형상변화를 고려하여야 한다.

유량비가 0.4, 1.0, 1.4 일 때 볼류트 각 단면을 따른 정압분포와 전압분포를 Fig. 9, Fig. 10에 나타내었다. 설계점 유량인 유량비 1.0에서의 정압분포를 살펴보면, 기존모델의 경우 볼류트 각도를 따라 비교적 일정하게 약간 증가하는 압력분포를 보여주고 있다. 이는 Fig. 3에서 검토한 볼류트 설계 개념인 볼류트내의 유속을 일정하게 하는 설계조건을 어느 정도 만족하는 결과를 보이고 있다. 다른 모델의 경우는 단면적 변화에 따라  $60^\circ$ 에서  $180^\circ$ 까지 감속 또는 가속하게 되어 정압분포의 변화를 나타내고 있다. 볼류트 내에서 압력분포(또는 유속)의 급격한 증가나 감소는 볼류트 내부의 손실 및 임펠러와의 상호작용에 의한 손실로 나타나게 되고, 전압분포 그림에서도 볼 수 있듯이 펌프출구에서의 전압 자체값도 차이가 있게 된다.

저유량점( $Q/Q_d=0.4$ )에서의 볼류트 내부 압력분포를 살펴보면 기존모델(original model)에 비하여  $60^\circ$ 에서  $180^\circ$  구간에서 단면적이 확대된 Case4의 경우 볼류트를 따른 유동속도의 급격한 감소로 인하여 정압회복이 매우 크게 발생되고 이로 인한 손실로 인하여 전압성분은 볼류트 출구에서 작은 값을 보이고 있다. 이 유량점에서는 단면적이 축소된 Case1,2의 경우가 기존 모델보다 압력회복 특성이 좋아 손실이 덜 발생하게 되고 결과적으로 펌프 헤드는 상승된 결과를 보이고 있다.

고유량점의 경우에는 저유량점에서의 유동특성과는 반대의 현상을 보이고 있다. 전반적으로 볼류트를 통과하는 유동은 가속되는 노즐내부 유동과 비슷한 유동특성을 보이게 된다. 이 유량점에서 Case3,4와 같이 확대된 볼류트 단면적 분포를 가진 경우 기존 모델에 비하여 비교적 완만한 속

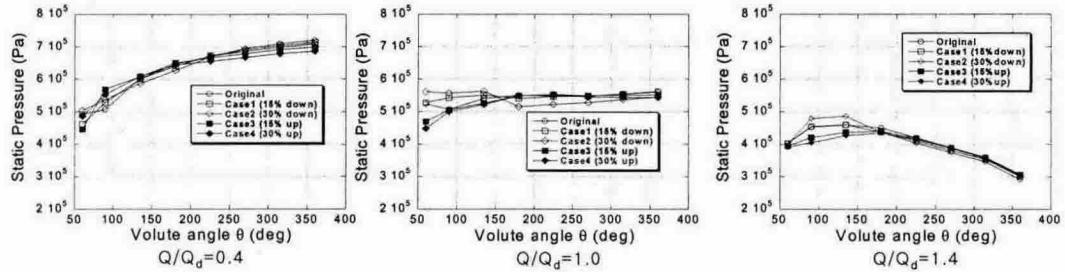


Fig. 9 Averaged static pressure distributions along the volute

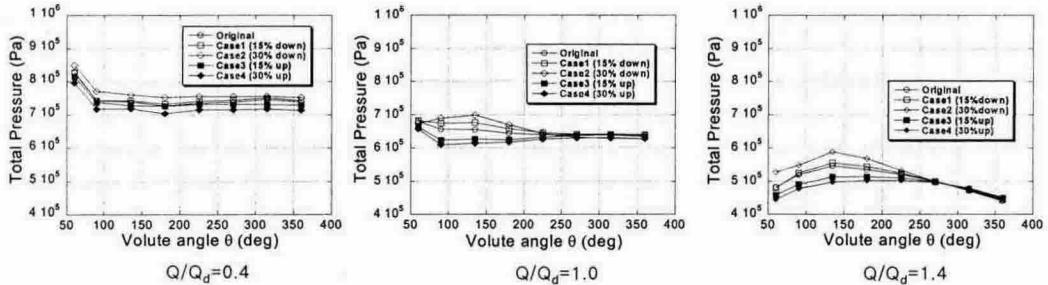


Fig. 10 Averaged total pressure distributions along the volute

도 상승(압력 감소) 경향을 보이고 있고, 이로 인해 손실이 적게 발생하여 양정은 높아지게 된다. 종합하면 볼류트 단면적 분포의 변화를 조정하면 저유량점 및 고유량점에서 양정을 변화시킬 수 있으며 특히 저유량점에서의 양정변화 개념은 체절점에서의 양정변화 개념으로 확대될 수 있다. 하지만 설계점에서의 양정 및 효율을 유지하면서 탈 설계점에서의 양정곡선을 조절하려면 볼류트 면적변화 뿐만이 아니라 임펠러 형상변화도 반드시 고려되어야 할 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서의 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 고정된 임펠러 형상에서 볼류트 단면적 분포의 변화를 통하여 펌프 성능곡선의 기울기 변화 경향을 알아보았으며, 체절점 양정의 변화 가능성을 확인하였다.
- 2) 본 연구에서 수행한 단면적 변화 해석 모델 중 Case3,4의 확대된 단면적 변화의 경우가 기존

모델에 비하여 저유량점에서 감소된 양정특성을 얻을 수 있었다. 이로서 체절점 양정이 감소되는 성능개선을 기대할 수 있으며, 이때 설계점에서의 헤드 및 효율 감소량은 2% 미만을 나타내고 있다..

#### 참 고 문 헌

1. Y.S. Choi, Y.K. Lee, S.S. Hong, S.H. Kang, 2001, Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code, J. of Fluid Machinery, Vol. 4, No. 1, pp.38-45.
2. Goto, A. and Zangeneh, M., 1998, Hydrodynamic Design of Pump Diffuser using Inverse Design Method and CFD, FEDSM98-4854.
3. David C. Wilcox , 2000, Turbulence Modeling For CFD.
4. A.J. Stepanoff, 1948, Centrifugal and Axial Flow Pumps.