論文 DOI:10.5139/JKSAS.2011.39.5.424

원심압축기 최적화를 위한 연구(I): 형상변수 및 설계변수에 관한 연구

최형준*, 박영하*, 안국영**, 조수용***

Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller(I): Shape Parameters and Design Variables

Hyoung-Jun Choi*, Young-Ha Park*, Kook-Young Ahn** and Soo-Yong Cho***

ABSTRACT

Shape parameters and design variables for a centrifugal compressor impeller were investigated for optimizing a centrifugal compressor. In order to compare the performance of an optimized impeller with the performance of the original impeller, an already tested impeller was chosen and design variables for optimization were selected. The meridional shapes at the shroud and at the hub were re-designed using the Bezier curve. The camber-lines of the impeller blade at the hub and at the tip were also expressed by the Bezier curve. The shape curves for impeller could be expressed using 6-8 control points. Among them, eight control points which have strong effect to the shape can be selected as design variables for optimization. Therefore, any impeller which is expressed by data points for its shape can be optimized using few design variables.

초 록

원심압축기 임펠러의 최적화연구를 수행하기 위하여 임펠러의 형상변수와 설계변수에 관한 연구를 수행하였다. 최적화된 결과로부터 성능향상이 달성되었는지를 평가하기 위하여 기존에 실험되어진 임펠러를 선택하였으며, 이 임펠러에서 최적화를 위한 설계변수를 선정하였다. 임펠러 유로에서 허브와 쉬라우드에서의 형상은 베지어곡선으로 재설계되었다. 또한 임펠러 허브와 팁에서의 블레이드 캠버선도 베지어곡선으로 표현하였다. 각각의 형상곡선은 6-8개의 조정점으로 충분히 일치하는 곡선을 얻게 되었으며, 이 중 형상의 변화에 큰 영향을 미치는 조정점을 선택하여 8개의 설계변수로 최적화가 가능함을 보여주었다. 따라서 기존에 사용되고 있는 원심압축기 임펠러의 점 데이터를 활용하여 최적화 형상을 위한 연구가 진행될 수 있음을 보여주었다.

Key Words : Centrifugal Compressor(원심압축기), Impeller Blade(임펠러 블레이드), Shape Parameter(형상변수), Design Variables(설계변수)

Ⅰ. 서 론

원심압축기는 2차세계대전중에 높은 비추력을 가진 항공기엔진의 수요에 따라 내연기관 엔진을 대체할 수 있는 가스터빈 개발에 의하여 급격한 발전이 이루어졌다. 현재에는 축류형 압축기가 대부분의 제트항공기 엔진에 적

† 2010년 12월 13일 접수 ~ 2011년 4월 19일 심사완료
* 정회원, 경상대학교 항공공학과 대학원
** 정회원, 한국기계연구원
*** 정회원, 경상대학교 항공기부품기술연구센터
교신저자, E-mail : sycho@gnu.kr
경남 진주시 가좌동 900번지

용되고 있지만, 항속거리가 짧은 항공기에 채용되는 소형엔진의 경우에는 원심압축기의 적용으로 장착거리가 줄어들고, 단 당 높은 압축비가 얻어지므로 여전히 사용되고 있다. 또한 산업용으로는 대용량의 압축공기를 생산하는 압축기의 수요가 증대함에 따라 높은 비출력을 나타내는 원심형 압축기가 많이 사용되고 있다. 아울러 대부분의 터보차져는 원심형 압축기를 사용하고 있다.

원심압축기의 단당 압축비는 일반적으로 4:1 정도이지만 고 인장 재질에서는 7:1 까지 압축비를 달성하기도 한다. 효율은 동일한 작업을 기준으로 비교할 때 축류형 압축기에 비하여 3-4%정도 낮은 효율을 나타낸다. 하지만 질량유량의 변화에 대하여 축류형 압축기보다는 덜 민감한 장점이 있다. 또한 축류형 압축기에 비하여 제작이 간단하므로 제작비가 적게 들고, 조립이 간단한 장점이 있다.

원심압축기는 기본적으로 공기의 흐름을 기준으로 임펠러와 디퓨져가 케이싱 안에 장착되며 최종적으로 스크롤을 지나면서 고압의 공기가 생성된다. 작동조건의 변화가 많은 경우에는 디퓨져를 설치하지 않고 사용하기도 한다. 압축기에서는 공기의 온도가 그다지 높지 않고, 또한 고 인장 재질들이 많이 있으므로 공력효율을 증대하기 위하여 임펠러의 익형을 단순히 반경방향으로 설계하지 않고 3차원 형상으로 설계한다. 따라서 임펠러 출구에서의 익형형상은 대부분 작동안정성이 높은 후향으로 되어있다.

압축기에서의 효율이나 압축비는 임펠러 익형의 형상과 임펠러에서의 허브와 쉬라우드 부분의 유로(passage)형상에 의하여 좌우된다. 임펠러의 익형형상이나 유로의 형상설계를 위한 여러 가지 방법[1-3]이 제시되어 있으나 대부분 설계자의 경험과 직관에 의하여 결정된다. 이렇게 결정된 형상은 추가적으로 전산유동해석을 수행하여 얻은 내부유동장으로부터 부분적인 보완이 수행된다.

이러한 설계방식에 대응하여 형상설계와 관련된 설계변수를 설정하고 최적화 기법으로 임펠러의 형상과 유로를 구하는 연구[4-9]들이 수행되고 있다. 하지만 이들의 연구에서는 수치적인 연구만 수행되었다. 따라서 초기에 설계자가 설정한 설계변수를 기준으로 설계된 임펠러에서 목적함수를 설정하고, 최적화기법을 적용하여 얻은 결과가 초기의 목적함수보다 향상된 결과를 얻게 되면, 적용하였던 최적화기법이 임펠러 설계를 위한 효과적인 방법이라고 제시하였다. 이러한 원인은 고속으로 회전하는 원심압축기에서의 성능실험을 수행하기가 상당한 어렵기 때문이다. 구동축과 원심압축기 축 사이에 토오크메터를 설치하기가 어려우며, 높은 회전수를 갖는 토오크메터를 구하기가 쉽지 않기 때문이다. 또한 등엔트로피 효율을 측정하는데 있어서도 장치에 충분한 단열조치가 쉽지 않으며, 측정하는 온도의 불확도에 따라서 결과값에 많은 영향을 미치기 때문이다.

본 연구에서는 원심압축기를 설계하는데 있어서, 정확한 설계변수의 설정과 함께 최적화의 연구를 수행하기 위한 전단계에 대한 연구로써 이미 실험된 임펠러로부터 설계변수를 선정하기 위한 연구이다. 임펠러에 대한 많은 연구들이 수행되었지만 성능과 익형의 데이터를 구할 수 있는 경우로는 Eckardt 임펠러[10-12]와 Krain 임펠러[13]가 있다. 이들 임펠러의 형상데이터는 3차원 수치들이며, 이들 수치를 스프라인으로 연결하여 형상화 하였다. 따라서 이러한 스프라인 형태의 데이터로부터는 최적화를 수행하기에는 너무나 많은 설계변수가 있으므로 최적화된 형상을 얻는 연구가 불가능하다. 아울러 대부분의 설계된 임펠러도 이와 같이 스프라인형태의 수치데이터를 갖고 있다. 따라서 본 연구에서는 임펠러 내부에서의 유동장 측정이 있는 Eckardt 임펠러를 기준으로 설계변수의 선정에 대한 연구를 수행하였으며, 아울러 본 연구는 기존에 사용되고 있는 임펠러의 최적화를 위한 연구에도 활용될 것이다.

Ⅱ. 임펠러의 형상설계

원심압축기에서의 유로형상은 Fig. 1에서처럼 극좌표계의 r-z 평면에 투사하여 얻게 되는데, 이 투사된 면을 자오면이라 한다. Fig. 1에서 z는 축방향을 의미하며, m은 자오면에서 곡선의 길이다. 국부적인 반경 r_{ref} 에서의 미소거리는 식(1)과 같이 표현된다.

$$dm = \sqrt{(dz)^2 + (dr)^2} \tag{1}$$

자오면에서의 유로형상은 임펠러 허브와 쉬라우드 형상으로 표현할 수 있다. 이 들의 곡선은 원형, 포물선형, 타원형 등으로 나타낼 수 있으며, Wallace[14]는 Lame oval의 형태를 사용하여 설계를 하였다.

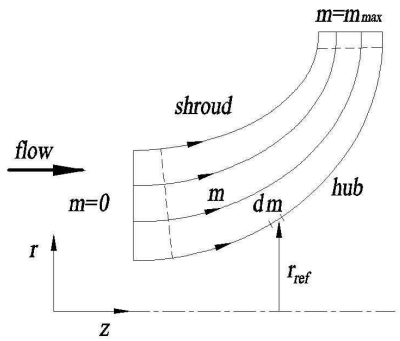


Fig. 1. Meridional plane for centrifugal compressor impeller design

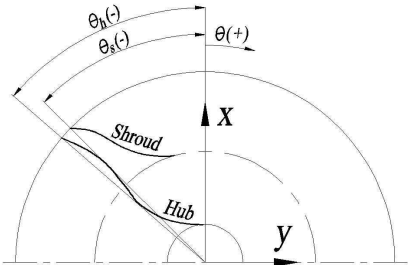


Fig. 2. Cartesian coordinate and wrap angle at the impeller inlet

임펠러의 공력효율을 증대하기 위하여 3차원 형상으로 설계된다면, 3차원 임펠러의 익형은 Fig. 2와 같이 직교좌표계를 사용하여 표현할 수 있다. 이 좌표중심은 Fig. 1의 좌표중심과 동일하며, 축방향은 z 로 동일하다. 익형의 캠버선이 회전하는 각도(θ)는 오른손법칙에 의거하여 x 축에서 y 축 방향으로 나타내며, 익형각(β)는 축방향을 기준으로 식(2)와 같이 계산된다.

$$\beta = atan\left(\frac{d\theta}{d\hat{m}}\right)$$
$$\hat{m} = \int_0^m \frac{dm}{r} \qquad (2)$$

식(2)에서 계산된 캠버선을 기준으로 익형의 최종형상은 캠버선에 수직하게 익형의 두께를 결정하면 압력면과 흡입면의 형상이 완성된다.

임펠러 익형의 제작 시 하나의 밀링커트를 사용하는 방식(prank mill)이 간단하기 때문에 가장 많이 채용되고 있다. 따라서 이 경우에는 압축기의 유로를 기준으로 임펠러에서의 허브와 팁에서의 형상곡선만 설계하게 되면 3차원 익형이 형성된다. 이 때 각각의 곡선은 원형, 타원형, 포물선, lame oval, 직선, 고차함수 등의 함수를 조합하여 임펠러 입출구에서의 작동조건을 만족하도록 익형각과 회전각(θ)을 설정하는 방법이 적용되고 있다. 특히, 높은 연속성과 유연성을 가진 베지어(Bezier) 곡선을 사용하여 설계[15,16]를 많이 하지만 이 경우에는 사용자가 모니터상에서 형상을 직접 조작할 수 있어야 한다.

III. 유동해석

Eckardt는 두 종류의 임펠러에 대하여 성능시험을 수행하였는데, 입구유로의 차이에 따라 O-형과 A-형으로 구분하였다. 본 연구에서는 두 임펠러에 대하여 유동해석을 수행하였으나 각각의 유동해석 결과가 실험결과와 일치하는 정도가 비슷하므로 설계점 질량유량이 적은 A-형 임펠러에서 계산된 결과만 기술하기로 한다.

유동해석은 3차원 압축성 난류유동 해석 상용프로그램인 CFX-12[17]을 사용하였으며, 난류모델은 $k-\epsilon$모델을 적용하였다. 대류항은 second-order의 upwind 방식을 기본으로 하는 high resolution 방식을 적용하였다. 계산영역은 3개를 만들어 입구영역, 임펠러영역, 출구영역으로 구분하였으며, 각각의 영역이 접하는 부분은 프로즌로터 조건으로 처리하였다. Fig. 3에서 보여주는 것과 같이 계산영역은 하나의 유로에서 수행되었으며, 계산영역에서 회전방향으로의 경계조건은 주기조건을 주었다. 입구에는 전압력 조건과 출구에는 질량유량의 조건을 주었다. 입구영역과 출구영역은 정지영역으로 설정하였으며, 임펠러영역은 회전영역으로 설정하였다. 입구영역에서의 허브는 임펠러와 동일한 회전속도를 주었다.

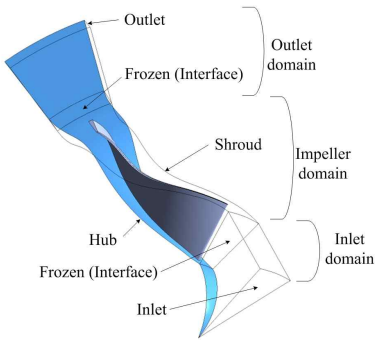


Fig. 3. Computational Domains and boundary conditions

격자의 개수에 대한 테스트를 수행하였는데 계산결과는 15만개 이상에서는 동일한 결과를 보여주었다. Benini[18]는 최적화를 3만개의 격자를 사용하였는데, 보다 정확한 계산을 위하여서는 보다는 많은 격자를 사용하여야 함을 알 수 있으며, 본 계산에서는 21만개의 격자를 사용하여 계산을 수행하였다.

계산에서는 설계점에서의 압력비가 1.89, 전효율은 91.9%의 값을 나타내었다. 하지만 실험에서는 설계점에서의 압력비가 1.91, 전효율은 88.6%를 얻었다. 압력비의 미소한 차이는 실험과의 내부유동장의 비교로부터 팁간극의 차이에 의한 영향으로 사료되며, 효율은 난류모델에 따라 효율값의 차이를 보여주었으므로 이에 의한 영향으로 판단된다. Benini[18]의 계산에서는 효율이 93%로 예측되었으므로 본 계산에서의 효율은 계산상에서 예측되는 적절한 효율이라고 판단된다. 특히 전효율은 식(3)과 같이 계산되므로 압력비(P_{t4}/P_{t0})의 예측이 정확하다고 하여도 계산이나 실험에서 측정되는 출구 전온도(T_{t4})의 값에 따라서 상당한 차이를 발생할 수 있다. 식(3)에서 하첨자 0과 4는 압축기입구와 출구의 위치를 의미한다.

$$\eta_{t-t} = \frac{1-(\frac{P_{t4}}{P_{t0}})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1-\frac{T_{t4}}{T_{t0}}} \qquad (3)$$

Fig. 4는 실험에서 내부유동장을 측정하였던 유로에 수직한 측정단면의 위치를 보여주고 있으며, 또한 ①에서 ②까지 임펠러 쉬라우드에서의 압력측정 위치를 보여주고 있다. Fig. 5는 입구전압력(P_{t0})을 기준으로 임펠러 쉬라우드에서 측정된[19] 정압력(P_s)의 변화를 보여주고 있다. 수평축에서 ξ는 임펠러의 자오면 길이를 기준으로 무차원화 한 것으로 0과 1의 위치는 임펠러의 전단과 후단이 된다. 계산한 결과는 전반적으로 일치하는 경향을 보여주고 있으나 임펠러의 후단부로 가면서 다소 정압력이 감소하고 있음을 보여주고 있다. 이러한 것은 팁 간극의 차이에 의하여 발생된 것으로 판단되며, 내부유동장의 변화에서 추가적인 설명이 되어있다.

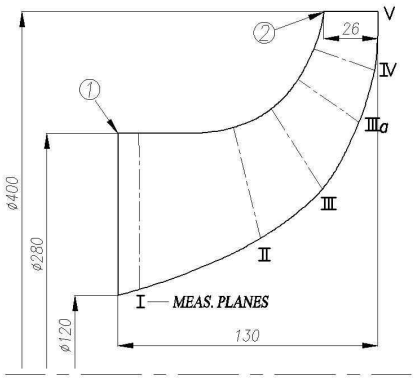


Fig. 4. Measuring planes in the experiment[19]

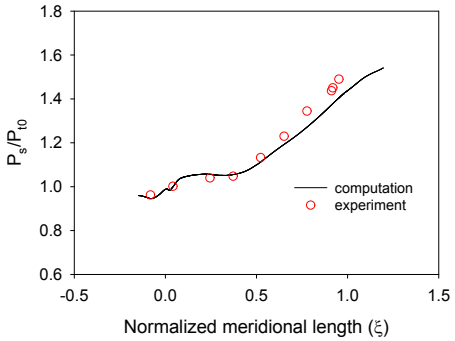


Fig. 5. Static pressure distributions along the impeller casing

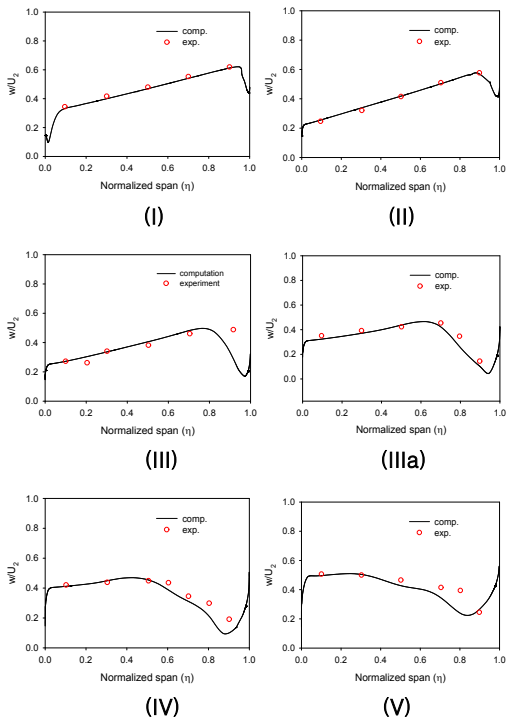


Fig. 6. Relative velocity distributions at half-pitch along the span

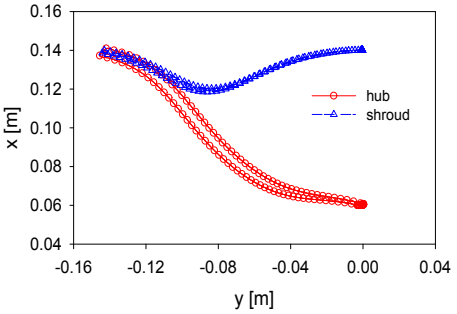
Fig. 6은 임펠러 내부의 중간 피치면에서 스팬방향을 따라 측정된 상대속도(w)의 변화를 보여주고 있으며, U_2는 임펠러 출구에서의 회전속도를 의미한다. 상대속도의 분포를 보면 임펠러의 앞부분에서는 스팬을 따라서(허브에서 쉬라우드까지) 직선적인 분포를 보이다가 점차적으로 쉬라우드에서부터 낮은 상대속도 영역이 발생되면서 점차적으로 낮은 속도 영역이 증대하고 있음을 알 수 있다. 이는 임펠러의 뒷부분으로 가면서 익형이 휘어지고 팁간극을 통하여 유입된 유동으로 인하여 낮은 속도영역이 확산되고 있기 때문이다. 계산에서 팁간극의 영향이 적은 임펠러의 앞부분(I의 위치)과 임펠러 중간영역의 시작부분(II의 위치)에서는 실험과 계산이 잘 일치하는 결과를 보여준다. 하지만 임펠러의 휘어짐이 커지게 되는 III의 영역부터는 쉬라우드 부근에서 실험의 결과보다는 상대속도가 낮은 결과를 보여주고 있다. 이러한 것은 계산에 적용된 팁간극이 실험보다 다소 크기 때문이라고 판단된다.

스팬이 0.1, 0.5, 0.9인 허브, 평균반경, 팁측에서 측정된 상대속도의 결과도 예측결과와 비교하여 본 결과 허브측은 전영역이 실험결과와 잘 일치 하였다. 또한 임펠러의 앞 영역은 평균반경과 팁영역에서도 실험결과와 일치하는 결과를 보여주었으나 임펠러의 뒷부분(IV와 V의 영역)에서는 평균반경과 팁에서 팁간극의 유동으로 다소 차이를 보여주었다. 본 연구에서는 실험결과와의 비교가 연구의 주안점이 아니므로 지면관계로 비교결과는 생략하고 일부는 재설계된 임펠러에서의 내부유동장과의 비교에서 나타내었다.

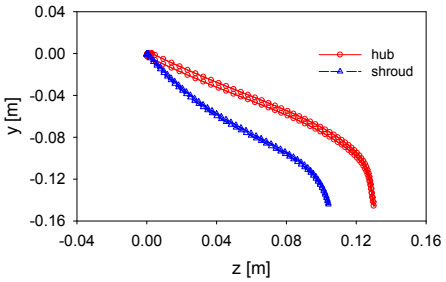
IV. 임펠러형상곡선 재설계

Fig. 7은 Eckardt A-형 임펠러의 허브와 쉬라우드에서의 형상데이터를 각각의 평면에서 보여주고 있다. 일반적으로 기존의 임펠러를 최적화하기 위하여 3차원 측정을 하게 되면 Fig. 7과 같이 임펠러의 압력면과 흡입면의 형상을 수치데이터로 얻게될 것이다. 이처럼 많은 수치로는 최적화를 수행하기 어려우므로 우선, 허브와 쉬라우드에서 캠버선을 구하고, 이 캠버선을 기준으로 수직한 방향으로 흡입면과 압력면을 기준으로 임펠러 두께를 구한다.

캠버선은 x-y 평면을 z축을 따라 옮기면서 x-y 평면에 있는 흡입면과 압력면의 수치데이터를 기준으로 중간위치를 설정할 수 있으며, 동시에 회전각(θ)을 설정하게 된다. 하지만 임펠러의 전단부는 볼록한 형태를 가지므로 흡

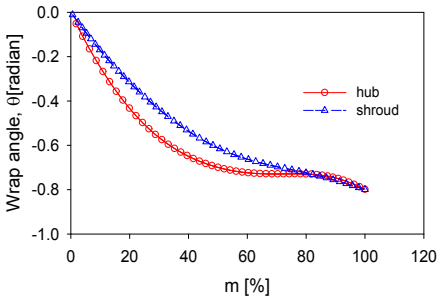


a) on the y-x axis plane

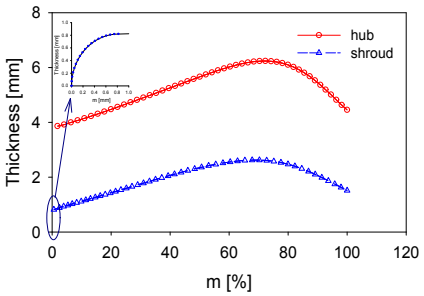


(b) on the z-y axis plane

Fig. 7. Impeller profiles in a plane



(a) wrap angle



(b) thickness

Fig. 8. Wrap angle and thickness along the camberline

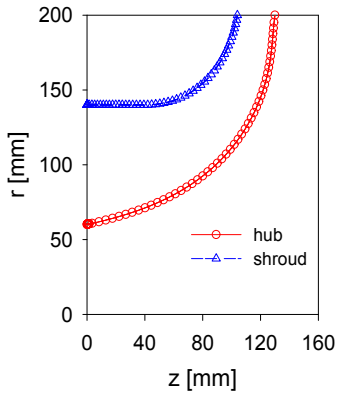


Fig. 9. Data points for passage at the shroud and hub

입면과 압력면의 중간위치가 될 수 없다. 따라서, 임펠러의 전단반경과 중심점을 설정한 후에 임펠러의 회전각을 기준으로 전단과 캠버선을 설정하여야 한다. Fig. 8(a)는 이러한 방식으로 계산된 허브와 쉬라우드에서 캠버선의 회전각과 블레이드의 두께를 보여주고 있으며, Fig 8(b)에서는 쉬라우드 전단부에서의 두께 변화를 보여주고 있다.

임펠러의 블레이드 형상 외에도 자오면에서의 쉬라우드와 허브에서의 형상을 결정하여야 하는데 이들은 측정된 데이터로부터 축방향에 대한 반경방향의 값으로 간단히 얻을 수 있다. Fig. 9는 Eckardt A-형 압축기의 자오면 형상을 보여주고 있다.

V. 형상조정곡선

앞 절에서 유도된 임펠러 블레이드의 캠버선과 두께 분포 및 자오면에서의 유로가 원심압축기 형상을 결정하게 된다. 원심압축기의 형상을 주어진 조건에서 최적화하기 위하여서는 입구영역과 출구영역은 고정하고 형상의 변경에 따른 목적함수를 증대하여야 한다. 자오면의 유로와 임펠러 블레이드의 형상은 직접적으로 상호 연계되어 있으므로 이들은 동시에 조정하면서 최적화를 수행하여야 한다. 최적화를 위하여 많은 변수를 설정하는 것은 장시간의 계산시간을 요구하므로 성능에 미치는 영향이 큰 변수를 찾아서 최적화를 수행하는 것이 바람직하다.

형상조정을 위한 곡선으로 유연성과 연속성의 장점이 있는 식(4)의 베지어곡선을 채택하였다.

$$R(u) = \sum_{i=0}^{n} B_{n,i}(u)\, V_i \tag{4}$$

식(4)에서 V_i는 조정점(control point)이며, $B_{n,i}(u)$는 베지어계수이다. u는 베지어곡선의 독립변수이며, 조정점의 개수는 $n+1$가 된다. Fig. 9와 같은 형상 수치데이터로부터 역으로 조정점을 찾기 위하여서는 단순히 수치데이터를 식(4)에 적용하여 [R]=[B][V] 행렬식으로부터 조정점 $[V]=\{[B]^t[B]\}^{-1}[B]^t[R]$를 구할 수 있다. 이 경우에 조정점의 개수보다 많은 수치데이터를 적용하여도 된다. 하지만 시작부분과 끝부분에서 기울기에 차이가 발생될 수도 있다. 이를 보완하기 위하여 식(5)와 같이 곡선의 시작부분과 끝부분에 기울기를 경계조건으로 적용하였다.

$$\begin{bmatrix} R_{k=1} \\ R_{k=2} \\ . \\ . \\ . \\ R'_{u=0} \\ R'_{u=1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{n,i}(u_{k=1}) \\ B_{n,i}(u_{k=2}) \\ . \\ . \\ . \\ n(B_{n-1,i-1}(0) - B_{n-1}(0)) \\ n(B_{n1-,i-1}(1) - B_{n-1}(1)) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{i=0} \\ . \\ . \\ . \\ V_{i=n} \end{bmatrix} \tag{5}$$

식(5)에서의 하첨자 k는 수치데이터의 순서를 의미한다. 조정점은 앞서와 같이 전치행렬과 역행렬을 사용하여 얻게된다. Fig. 10은 유로형상을 6개의 조정점으로 하여 예측된 베지어곡선과의 비교결과를 보여주고 있다.

유로 형상은 비교적 단순한 곡선이므로 6개의 조정점으로도 일치하는 형상을 얻게 되었다. 하지만, 곡선의 변화율이 큰 경우에는 조

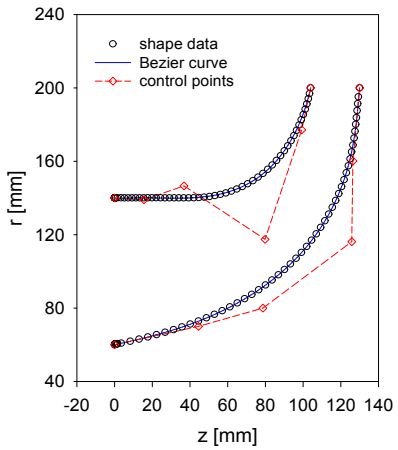
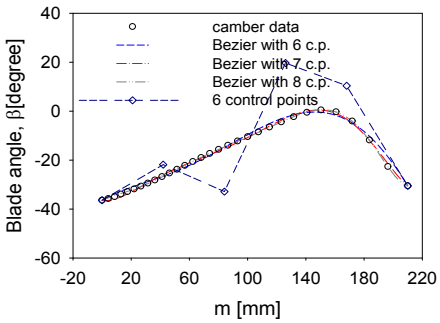
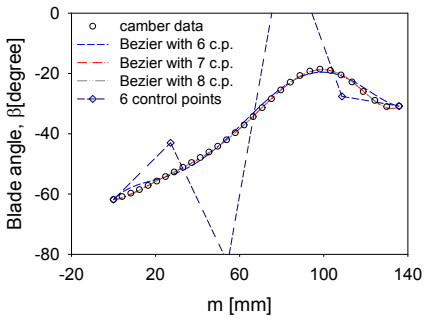


Fig. 10. Comparison of Bezier curves and data points



(a) at hub



(b) at shroud

Fig. 11. Bezier curves with different control points for camber-lines

정점의 개수에 따라서 원래의 곡선과 일치하는 정도가 다르게 된다. 식(4)의 방식으로 허브에서 임펠러 블레이드 캠버선에 대한 베지어곡선을 구하였을 때, Fig. 11(a)은 조정점의 개수에 따라 차이가 있음을 보여주고 있다. 조정점이 8개로 증가하였을 때 대체적으로 일치하였으며 그 이상으로 증가하여도 비슷한 결과를 얻었다. 반면에 쉬라우드에서 계산된 베지어곡선은 조정점이 7개일지라도 잘 일치하는 경향을 보였다.

캠버선의 회전각은 임펠러 블레이드의 익형각을 결정하므로 앞서 계산된 베지어곡선이 더욱 더 수치데이터와 일치하기 위하여 선정된 조정점을 초기값으로 하여 기울기기반의 최적화방법[20]을 적용하였다. 목적함수(*Obj*)는 식(6)과 같이 베지어곡선에 의한 익형각과 점데이터의 익형각과의 차이값을 사용하였으며, 조정점의 개수로는 허브에는 8개의 조정점을 적용하고, 쉬라우드에는 7개의 조정점을 사용하였다. Fig. 12는 최적화기법의 적용으로 보다 향상된 베지어곡선과 조정점들을 보여주고 있으며, 본 기법의 사용으로 목적함수는 식(5)의 방식으로 얻어졌던 베지어곡선을 사용한 목적함수보다 3% 정도 향상된 결과를 얻었다.

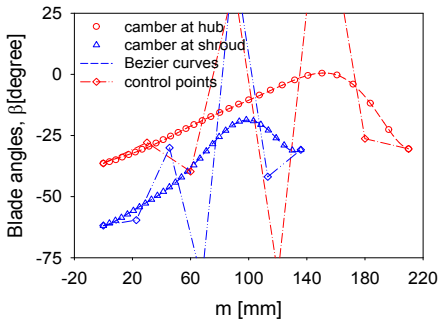


Fig. 12. Improved Bezier curves using an optimization method

$$Obj = \sum^{n} |(\beta_{bezier} - \beta_{datapoint})| \quad (6)$$

익형의 두께는 다른 설계변수에 비하여 공력효율에 미치는 영향이 적으므로 자오선의 길이에 따라 동일하게 적용한다면 두께 분포는 캠버선에 바로 적용하면 된다. 두께도 최적화를 한다면 앞서와 동일한 방법으로 최적화 변수를 유도하면 된다. 최종적으로 최적화를 위한 변수의 설정은 유로의 허브와 쉬라우드에서의 조정점과 임펠러 블레이드 캠버선에 대한 허브와 팁에서의 조정점이 된다.

VI. 재설계된 임펠러유동해석

앞 절의 방법으로 재설계된 임펠러에서 유동해석을 수행하였다. III절과 동일한 방법으로 임펠러에서의 내부유동장을 얻었으며, Fig. 13은 Fig. 4에서 보여주는 측정면에서 피치방

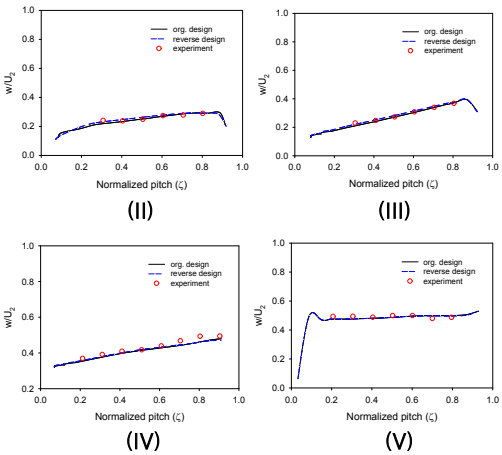


Fig. 13. Comparison of relative velocity profiles within the passage

향(블레이드의 압력면과 흡입면사이의 피치방향 유로)으로 계산된 상대속도와 실험결과와의 비교를 보여주고 있다. 재설계된 임펠러와 처음에 적용한 임펠러에서 계산된 결과와 차이가 미미함으로 점 데이터의 임펠러 형상을 베지어곡선으로 잘 표현되었음을 알 수 있다.

Ⅶ. 조정점의 영향

선택된 조정점에서 조정점의 변화에 따른 형상의 변화로 부터 영향이 큰 조정점을 설계변수로 선택한다. 자오면의 형상을 결정하는 조정점으로부터 입구와 출구에서의 위치와 기울기를 유지하기 위하여 중간에 있는 2개의 조정점(Pt3, Pt4)으로 형상의 변화를 주었다. 각각은 r 과 z 방향으로 2자유도를 가지므로 임펠러 반경(R=200mm)를 기준으로 r 방향과 z 방향으로 각각 5%의 이동이 있을 경우에, 허브에서의 형상변화를 Fig. 14에서 보여주고 있다. 변화된 거리로부터 형상의 변화는 3번 조정점을 r 방향으로 이동하고 4번 조정점을 z 방향으로만 조정하여도 충분히 형상의 변화를 할 수 있음을 알 수 있다.

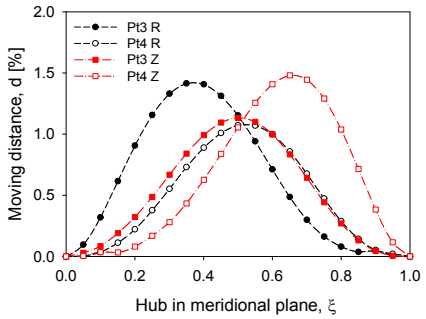


Fig. 14. Profile change distance by moving the control points

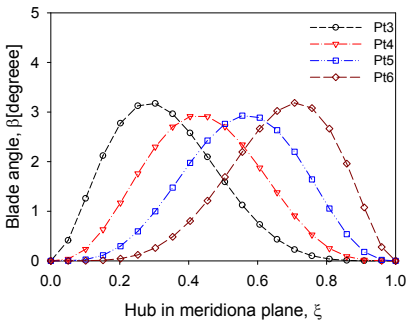


Fig. 15. Blade angle variation by changing the control points

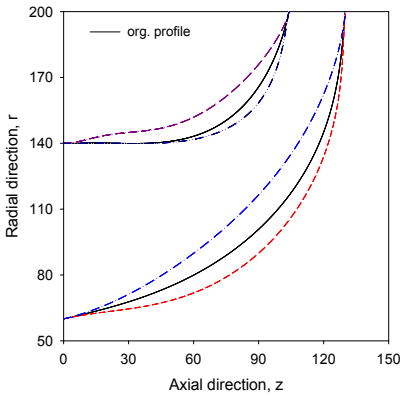


Fig. 16. Passage change by two control points

익형각의 변화에 대하여서도 조정점을 10도 이동하였을 경우에 변화되는 허브에서의 익형각의 변화를 Fig. 15에서 보여주고 있다. 4개의 조정점(Pt3-Pt6)에서 양쪽의 두 점(Pt3, Pt6)으로 전체적인 익형각의 변화를 줄 수 있음을 알 수 있다. 이러한 방법으로 자오면의 형상변화를 위하여 4개의 설계변수와 익형의 변화를 위한 4개의 설계변수를 선정하게 되었다. Fig. 16은 자오면의 형상이 허브와 쉬라우드에서 각각 2개의 설계변수 조정으로도 형상을 충분히 변화할 수 있음을 보여주고 있다.

Ⅷ. 결 론

원심압축기의 임펠러를 최적화하기 위한 전단계의 연구를 수행하였다. 따라서 본 연구는 기존에 사용되고 있는 임펠러를 최적화하여 성능을 향상하고자 하거나, 임펠러의 형상이 수치데이터로 설계된 압축기를 최적화하고자 하는 경우에 적용이 가능함을 보여주었다. 이를 위하여 압축기의 임펠러 유로와 블레이드를 동시에 최적화하기 위하여 각각의 형상을 베지어곡선으로 유도하였다. 원래 임펠러의 수치해석 결과와 베지어곡선으로 재설계된 임펠러에서 내부유동장의 차이가 미미하므로, 3차원 형상을 갖는 원심압축기의 임펠러일지라도 6-8개의 조정점으로도 임펠러곡선을 충분히 표현할 수 있음을 보여 주었다. 따라서, 이들 조정점 중에서 형상의 변화를 지배하는 조정점을 선택하여 적은 설계변수를 사용하여 최적화의 연구를 수행할 수 있음을 보여주었다. 아울러 본 연구에 적용된 임펠러에서는 8개의 설계변수로 최적화가 가능함을 보였다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원에서 시행하는 일반사업 및 기초기술연구회가 지원하고 항공우주연구원이 주관하는 DRC사업의 일부로 수행되었습니다.

참고문헌

1) Cumpsty, N. A., "Compressor Aerodynamics", Longman Group UK, 1989.

2) Whitfield, A. and Baines, N. C., "Design of Radial Turbomachines", Longman Group UK, 1990.

3) Aungier, R. H., "Centrifugal Compressor", ASME Press, 2000.

4) Bonaiuti, D. and Pediroda, V., "Aerodynamic Optimization of an Industrial Centrifugal Compressor Impeller Using Genetic Algorithms", Proceedings of Eurogen 2001.

5) Cosentino, R., Alsalihi, Z., and Braembussche, V.R.A., "Expert System for Radial Impeller Optimization", 2001 Proceedings of Euroturbo4 ATI-CST-039/01.

6) Bonaiuti, D, Arnone, A., Ermini, M. Baldassarre, L., "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experimental Technique", 2002, GT-2002-30619.

7) 김세미, 박준영, 안국영, 백제현, "반응면 기법을 이용한 원심압축기 최적설계", 한국전산유체공학 추계학술대회, 2007, pp. 92~99.

8) Bonaiuti, D. and Zangeneh, M., "On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades", J. of Turbomachinery, 2009, Vol. 131, 021014-1.

9) Verstraete, T., Alsalihi, Z. and Braembussche, R.A.V., "Multidisciplinary Optimization of a Radial Compressor for Microgas Turbine Applications", J. of Turbomachinery, 2010, Vol. 132, 031004-1.

10) Eckardt, D., "Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller", J. of Engineering and Power, 1975, pp. 337~346.

11) Eckardt, D., "Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller", J. of Fluid Engineering, 1976, pp. 390~402.

12) Eckardt, D., "Flowfield Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers Part 1: Flow Measurements Using a Laser Velocimeter", In Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressor edited by Gopalskrishnan, S. and Cooper, P., 1980, ASME.

13) Krain, H., Richter, F. and Tiede, V., "Investigations of the Flow Through a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller", 2002, GT-2002-30394.

14) Wallace, F. J., Whitfield, A. and Atkey, R. C., "A Computer-Aided Design Procedure for Radial and Mixed Flow Compressor", Computer Aided Design, Vol. 7, 1975, pp. 169~170.

15) Forrest, A. R., "Interactive Interpolation and Approximation by Bezier Polynomials", Computer Journal, Vol. 15, 1972, pp. 71~79.

16) Casey, M. V., "A Computational Geometry for the Blade and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressor", J. of Engineering and Power, Vol. 105, 1983, pp. 288~295.

17) CFX-12, 2009, version 12, Ansys Inc.

18) Benini, E., "Optimal Navier-Stokes Design of Compressor Impellers Using Evolutionary Computation", Int. J. of Computational Fluid Dynamics, Vol. 17, 2003, pp. 357~369.

19) Schuster, P. and Schmidt-Eisenlohr, U., "Flowfield Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers Part 2: Comparison of Potential Flow Calculations and Measurements", In Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressor edited by Gopalskrishnan, S. and Cooper, P., 1980, ASME.

20) Visual DOC, ver6.0, 2006, Vanderplaats Research & Development, Inc.