

실험계수를 이용한 원심 펌프의 설계와 해석

임효남* · 김진영** · 양창조** · 이영호***

Design and Analysis of Centrifugal Pump using Experimental Factor

Hyo-Nam Im, Jin-Young Kim, Chang-Jo Yang, Young-Ho Lee

Key Words: Centrifugal pump(원심펌프), Design(설계), Experimental factor(실험인자), Impeller(임펠러), Vortex panel method(와류 패널법), Blade(깃)

Abstract

This study is focused on the performance prediction and design of the centrifugal pump with optimum shape. Design and analysis of centrifugal pump rely on experience of designer due to many fluid mechanical and geometrical variables. In this study, a design method was developed with experimental factors and analysed the method by comparison with 2nd-order vortex panel method. Impeller is the most important component affecting the performance of the centrifugal pump. The predicted total head for three cases, of which designs were determined by this method, agrees well with a particular commercial pump. This study shows that satisfactory performance of an optimal pump shape can be obtained through the automatic design routine.

기호설명

c_m	경선방향속도
d	임펠러 직경
b	임펠러 폭
Γ	와류세기
ν	보스비
ϵ_{jim}	지표값
하첨자	
1	입구측
2	출구측
o	outlet
I	inlet
m	meridian

1. 서론

터보기계의 설계에 있어서 수많은 유체역학적, 기하학적 변수들로 인해 실제적인 설계와 성능해석은 실험식에 의존하고 있다. 실험계수를 이용하여 우수한 성능의 터보기계를 제작하는 것은 많은 시간과 비용을 필요로 한다. 또한 설계자의 경험과 실험계수의 적용에 따라 성능에 많은 차이를 나타낼 수 있다.

원심펌프는 비교적 소형이며 구조가 간단하고 효율이 높다. 이러한 우수한 이점으로 인해 일반 펌프의 80%를 차지할 정도로 광범위하게 사용되고 있다. 임펠러의 회전력에 의해 작동되는 원심펌프의 특성으로 인하여 임펠러의 구조와 성능은 펌프 자체의 성능에 많은 영향을 미친다고 할 수 있다. 본 연구에서는 저/중속의 원심펌프 형상을 자동설계하고 임펠러 형상에 대하여 최민선⁽¹⁾, 강신정⁽²⁾등에 의해 수행된 바 있는 2차정도 와류패널법(vortex panel method)에 의해 수치해석을 하였다. 본 연구의 목적은 설계와 해석의 반복수행을 통하여 우수한 성능특성을 가지는 펌프형상을 얻어내는 소프트웨어를 개발하고 이를 실제 제작과정에 적용하는데 있다. 또한, 현재 시판

* 한국 해양대 기계공학과 대학원

** 한국 해양대 기계공학과 대학원

*** 한국 해양대학교 기계·정보공학부

되고 있는 소형펌프와 실험계수에 의한 설계법에 의하여 디자인 된 펌프의 형상 및 성능을 비교하여 보았다.

2. 원심펌프의 설계정수 결정

실험계수를 이용하여 원심펌프를 설계하는 순서를 Fig.1에 Flow Chart로 나타내었다. 설계의 기준이 되는 무차원 값인 비속도를 설계사양으로 주어진 회전수, 유량, 양정으로부터 계산하고 Stepanoff⁽³⁾의 실험 설계계수를 이용하여 임펠러의 깃 입구경, 출구경, 입구폭, 축구폭 등의 주요 설계정수를 정하였다.

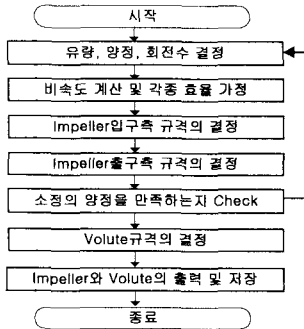


Fig.1 Design process

2.1 임펠러의 입구 규격 결정

입구축 규격을 결정하는 순서를 Fig.2에 나타내었다. 입구경은 입구-출구의 직경비 (d_{1o}/d_{2o})에 의해 구하였다.

$$K_{m1} = c_{m1}/\sqrt{2gH}, K_{m2} = c_{m2}/\sqrt{2gH}$$

$$K_{u2o} = u_{2o}/\sqrt{2gH}, K_{u2m} = u_{2m}/\sqrt{2gH} \quad (2)$$

$$c_{m1} = \frac{V}{\pi d_{1m} b_1} \quad (3)$$

식(2)에 의해 임펠러의 c_m , 원주방향속도 u 등을 구하였다. c_{m1} 은 식(2)와 식(3)을 비교하여 실험계수값과 비체적을 비교하여 정하였다.

$$\nu = \frac{d_B}{d_{1o}}, \left(\frac{d_{1m}}{d_{1o}}\right)\left(\frac{b_1}{d_{1o}}\right) = \frac{1-\nu^2}{4} \quad (4)$$

$$b_1 = \frac{1-\nu^2}{4} d_{1o}$$

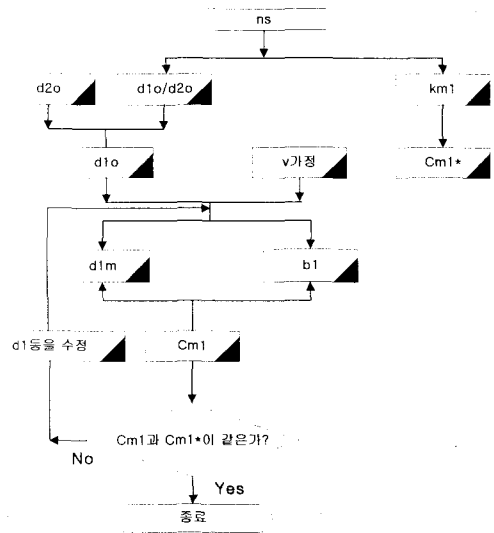


Fig.2 Flow chart of impeller delivery side

식(4)에 의하여 입구폭을 계산하였다. 여기서 보스경 d_B 는 가정값을 사용하였고 보스비는 대체로 $\nu=0\sim 0.5$ 의 값을 가진다.

2.2 임펠러의 출구 규격 결정

출구축 규격을 결정하는 순서를 Fig.3에 나타내었다. 식(5)에 의해 출구축의 직경을 구하였다. 여기서 K_{m1} , K_{m2} 는 계산된 비속도에 대한 설계정수값이다.

$$u_{2o} = K_{u2o}\sqrt{2gH}, u_{2m} = K_{u2m}\sqrt{2gH}$$

$$d_{2o} = \frac{60u_{2o}}{\pi n}, d_{2m} = \frac{60u_{2m}}{\pi n} \quad (5)$$

출구폭은 식(6)으로 구하였다.

$$b_2 = \frac{V}{(\pi d_{2m} - z s_{u2}) c_{m2}} \quad (6)$$

입구축 규격을 결정하는 단계에서는 임펠러의 형상 윤곽에 의한 절대속도와 설계계수에 의해 도출되는 절대속도를 비교하고 내경 등을 조정하는 방법으로 원하는 형상치수를 얻을 때까지 반복계산을 수행하였다. 출구축 깃두께 s_2 의 값은 Stepanoff등이 제시하는 값으로 $s_2 = 2\sim 10mm$ 를 사용하는 것으로 하였다. 또한 깃수 z 는

Stapanoff의 식 $z \approx \frac{\beta_2(\text{度})}{3}$ 으로 가정하고

Pfleiderer의 식 $z \approx k \left\{ \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \right\} \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$ 로
 검산하여 적당한 값을 가지도록 하였다.

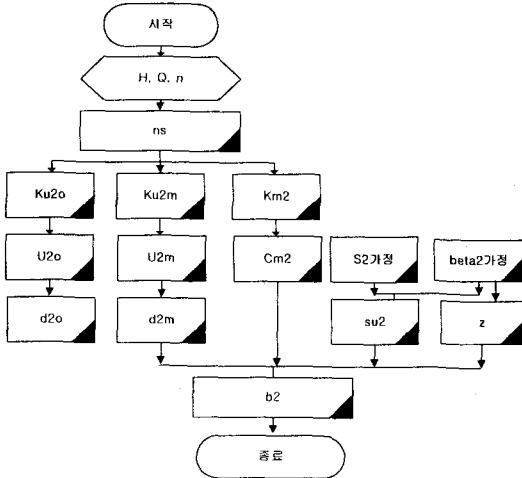


Fig.3 Flow chart of impeller suction side

2.3 양정검사

Fig.4에 양정검사의 과정을 Flowchart로 나타내었다. 입/출구직경, 입/출구폭, 깃수, 깃두께, 임펠러의 원주방향 속도, 절대속도 등 결정된 임펠러의 형상이 소정의 수두를 실현하는 역학적 조건을 갖추었는지를 식(7)에 의한 오일러 수두와 식(8)와 식(9)에 의한 Stodola와 Weisner의 식으로 미끄럼 계수를 결정하여 식(10)에 의해 검사하였다. 여기서 수력효율은 가정값을 사용하였다.

$$C_{u2\infty} = u_{2m} - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_{2m}}$$

$$H_{\infty} = \frac{u_{2m} C_{u2\infty}}{g} \quad (7)$$

$$\Delta C_u = u_{2m} \frac{\pi \sin \beta_2}{z}$$

$$x = \frac{H_{th}}{H_{\infty}} = \frac{C_{u2}}{C_{u2\infty}}$$

$$= 1 - \frac{u_{2m}}{C_{u2\infty}} \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \quad (8)$$

$$\Delta C_u = u_{2m}(1 - \sigma)$$

$$\epsilon_{lim} = \frac{1}{\exp \left\{ \frac{8.16 \sin \beta_2}{z} \right\}}$$

$$(d_1/d_2) < \epsilon_{lim} \text{ 이면, } \sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}$$

$$(d_1/d_2) > \epsilon_{lim} \text{ 이면,}$$

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \left\{ 1 - \left(\frac{d_1}{d_2} - \epsilon_{lim} \right) \frac{1}{1 - \epsilon_{lim}} \right\}^3$$

$$x = \frac{C_{u2}}{C_{u2\infty}} = 1 - \frac{u_{2m}}{C_{u2\infty}} (1 - \sigma) \quad (9)$$

$$= 1 - \frac{1}{\psi_{\infty}} (1 - \sigma)$$

$$\psi_{\infty} = H_{\infty} / (u_{2m}^2 / g)$$

$$H_{th} = \frac{C_{u2} u_{2m}}{g} = \frac{(C_{u2\infty} - u_{2m}(1 - \sigma)) u_{2m}}{g}$$

$$H = \eta_k H_{th} \quad (10)$$

식(10)에 의해 계산된 H 가 요구되는 H 와 일치하지 않는 경우는 출구각 β_{2m} 을 수정하도록 하여 요구하는 수두값을 가지는 형상이 되도록 하였다.

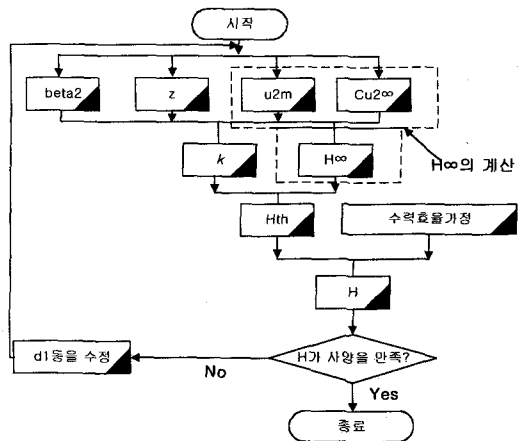


Fig.4 Flow chart of head check

2.4 벌루트 케이싱

주어진 비속도에 대하여 식(11)에 의하여 기초원 직경을 구하여 Archimedes Spiral형으로 벌루트 형상을 결정하였다.

$$K_v = c_v / \sqrt{2gH}$$

$$A(\theta) = \frac{\theta}{360} \left(\frac{Q}{c_v} \right)$$

$$\rho = \frac{d_3 - d_2}{d_2} \quad (11)$$

여기서 ρ 는 계산된 비속도에 대한 실험 설계계수 값이다. 빌류트의 폭에 대해서는 비속도가 작은 소형펌프는 깃폭 b_2 에 대해서 $b_3=2.0b_2$, 중간 정도의 비속도에 대해서 $b_3=1.7b_2$, $n_s > 450$ 의 높은 비속도에 대해서는 $b_3=1.60b_2$ 를 사용하였다. 아르키메데스선의 경우 Volute 단면에 대한 평균속도 c_v 는 일정하게 되고, 그 값의 무차원값 $K_v = c_v / \sqrt{2gH}$ 를 비속도의 함수로 제공한다.

3. 수치해석

본 연구의 수치해석기법은 비압축성, 비점성 유체를 대상으로 하는 계산방법으로서 미소패널상에 특이점을 분포시켜 경계조건을 만족하는 특이점세기값을 구하는 와류패널법(Vortex panel method)을 이용하였다.

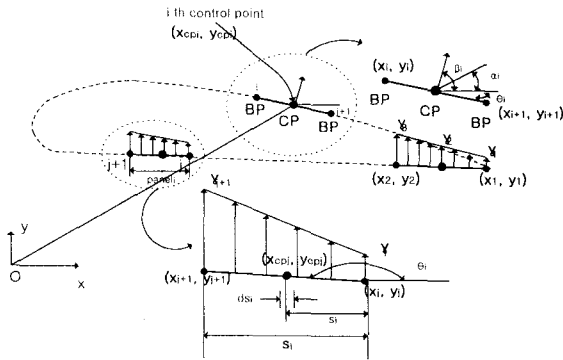


Fig.5 Schematic of panel distribution

2차원 임펠러 깃에 대한 유동해석을 위하여 Fig.5에서 보는 바와 같이 익 후연으로부터 시계 방향으로 m 개의 미소패널을 깃의 표면에 근사시킨다. 각 패널의 중심점을 제어점이라 하며, 이 점을 지나 서로 이웃하는 패널의 교차점을 경계점이라 한다. 임펠러의 입구흐름은 용출세기 Q_b 를 갖는 용출점(source)으로 모델링하고, 임펠러는 일정한 각속도 ω 로 회전한다고 가정한다. 임펠러 깃의 수는 NB 개로 한다. 임펠러 깃에 m 개의 미소패널을 근사시키고, 각 미소패널의 경계

점에서 2차 정도를 갖는 구속와류 강도(γ)를 분포시킨다. 이때, km 번째 깃의 j 번째 패널상에 분포된 와류세기 γ 에 의해서 k 번째 깃의 i 번째 패널의 제어점 (x_{ki}, y_{ki}) 에 유기되는 속도 포텐셜은 식(12)과 같이 표시된다.

$$\phi = \frac{Q_b}{2\pi} \ln(x_{ki}^2 + y_{ki}^2)^{1/2}$$

$$- \sum_{km=1}^{NB} \sum_{j=1}^m \frac{1}{2\pi} \int \gamma(s_{kmj}) \tan^{-1} \left(\frac{y_{ki} - y_{kmj}}{x_{ki} - x_{kmj}} \right) ds_{kmj}$$

적분구간은 $(0, S_{kmj})$ (12)

또한 식(12)에서 와류세기 $\gamma(s_{kmj})$ 는 패널상에서 식(13)과 같이 분포한다.

$$\gamma(s_{kmj}) = \gamma_{kmj} + (\gamma_{km(j+1)} - \gamma_{kmj}) \frac{s_{kmj}}{S_{kmj}} \quad (13)$$

3.1 경계조건

경계조건으로는 깃면에서의 법선방향 속도성분이 영이라는 것과 깃후연을 따라 흐름이 부드럽게 흘러가야 한다는 Kutta조건이 있다.

임펠러 깃에서의 속도벡터는 식(14)과 같이 표시된다.

$$\mathbf{C} = \nabla \phi = \mathbf{W} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$$

$$\mathbf{W} = \nabla \phi - \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (14)$$

식(14)으로부터 상대법선속도에 대하여 법선 방향성분을 구하면 식(15)와 같이 된다.

$$\mathbf{n} \cdot \mathbf{W} = \mathbf{n} \cdot \nabla \phi - \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (15)$$

i 번째 패널의 제어점에서 외향법선방향 속도 성분이 영이라는 경계조건을 취하면 식(16)와 같게 된다.

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial n_{ki}} \right) - \gamma_{ki} \omega \sin(\tau_{ki}) = 0 \quad (16)$$

식(12)를 식(16)에 대입한 후, $r_2 \omega$ 로 나누면 와류세기 (γ)는 무차원 와류세기 (γ')로 표시된다. 이를 행렬식으로 정리하면 식(17)과 같이 된다.

$$- \sum_{km=1}^{NB} \sum_{j=1}^m \int_0^{S_{kmj}} \{ CN1(k, i, km, j) \gamma'_{kmj}$$

$$- CN2(k, i, km, j) \gamma'_{km(j+1)} \} = ARHS_{ki}$$

무차원 와류강도: $\gamma'_{kmj} = \gamma_{kmj} / 2\pi r_2 \omega$

$$\gamma_{km(j+1)} = \gamma_{km(j+1)} / 2\pi r_2 \omega \quad (17)$$

3.2 압력계수

베르누이식과 속도삼각형으로부터 임펠러의 k 번째 깃의 i 번째 패널에서의 무차원 압력계수를 구하면 식(18)와 같게 된다.

$$CP_{ki} = \frac{p_{ki} - p_T}{\rho(r_2 \omega)^2} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{r_{ki}}{r_2} \right)^2 - (VT_{ki})^2 \right] \quad (18)$$

3.3 양정계산

깃에 선형적으로 분포된 와류세기로부터 순환(circulation) Γ 를 구할수 있다.

$$\Gamma = \sum_{j=1}^m \frac{1}{2} (\gamma_{kmj} + \gamma_{kmj+1}) \cdot S_{kmj} \quad (19)$$

$$H_{th} = \frac{Z\Gamma\omega}{2\pi g} \quad (20)$$

깃수 유한의 흐름에서 임펠러에 의해 유체에 준 이론 양정 H_{th} 는 식(20)과 같다.

4. 결과 및 고찰

실험 설계정수에 의해 설계된 펌프의 임펠러 형상에 대해 신뢰 할 수 있는 성능을 나타내는 지를 검토하기 위하여 현재 시판되고 있는 소형 펌프를 기준으로 하여 동일한 유량, 회전수에 대하여 Table 1과 같이 형상을 설계하고 모델과 설계된 펌프를 수치해석하여 상대속도, 압력계수 등을 비교하여 보았다. Table 1에서 case1은 실제 시판되는 펌프의 규격을 나타낸 것이다.

Table 1 Design result

	case1	case2	case3	단위
유량	0.035	0.035	0.035	m ³ /min
회전수	2600	2600	2600	rpm
임펠러 내경	29	27.3	26	mm
임펠러 외경	55	68	55	mm
임펠러 입구각	22	25.9	31.0	°
임펠러 출구각	42	22.5	22.5	°
임펠러 입구폭	6.3	5.4	5.1	mm
임펠러 출구폭	4.2	3.2	4.3	mm
블레이드 수	8	8	8	
양정	3.79	5.78	3.42	m

case2는 본 연구에서 사용한 실험계수에 의한 설계법에 의해 유량0.035m³/min, 양정 4m, 회전수 2600rpm을 가지는 펌프를 자동설계 프로그램을 사용하여 설계하였다. case3은 case2와 같은 방법을 사용하고 case1과 같은 외경을 같도록 조정하여 설계한 임펠러의 규격을 나타내고 있다. 각각의 케이스에 대해 36개의 제어점을 저장하여 수치해석을 수행 하였다.

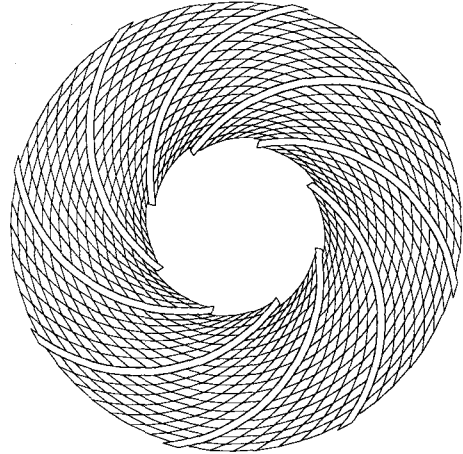


Fig.6 Grid generation

Fig.6은 case2의 격자 생성도를 나타내고 있다. Table 1에서 case2의 입/출구경을 case1과 비교하여 보면 요구되는 유량과 양정 비속도를 만족하기 위해서는 case1보다는 외경이 약간 크게 설계되었다. 수치해석을 수행한 결과의 양정은 case1, case2, case3에서 각각 3.79m, 5.78m, 3.42m를 나타내었다.

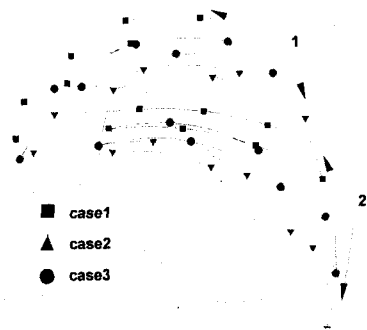


Fig.7 Blade shape

Fig. 7에 case1, case2, case3에 대한 깃의 형태를 비교하였다. 각 case에 대해 첫 번째 블레이드와 두 번째 블레이드를 나타내었다. case1에 비하여 case2, case3의 블레이드의 곡률 반지름이 더 작지만 깃 곡선은 완만한 곡선을 그리며 유로 단면적의 변화는 상대적으로 완만하다.

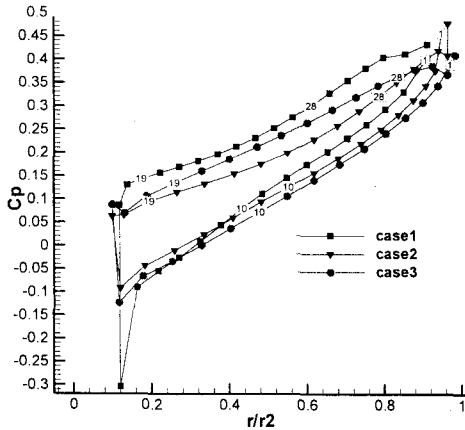


Fig.8 Pressure coefficient

따라서 case1에 비해 case2는 손실헤드가 적을 것으로 생각된다. 임펠러의 외경은 case1에 비해 case2가 13mm가 크고 내경은 1.7mm가 작다. case2의 양정은 5.78m이므로 실제로는 case2의 크기보다 작다고 하더라도 case1의 양정을 낼 수 있을 것으로 생각된다. Fig.8은 각 모델의 압력계수를 나타내고 있다. 그림에서 1번부터 18번까지는 부압면을 19번부터 36번까지는 압력면을 나타내고 있다. 압력면에서는 case1의 압력계수가 case2보다 높은 값을 나타내고 있다. 부압면에서는 case2에 비해 case1의 압력계수의 감소율이 증가하는 경향을 보이고 있다.

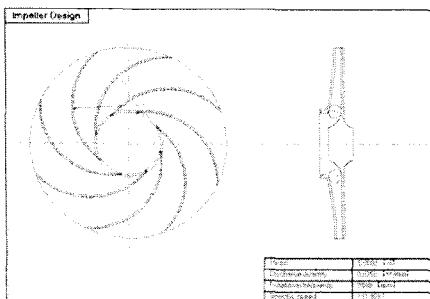


Fig.9 Drawing of Impeller

Fig.7 및 Fig.8 과 수치해석결과를 비교하여 볼 때 실험설계계수를 사용한 설계법으로 만족할 만한 성능을 내는 임펠러를 만들 수 있음을 확인하였다.

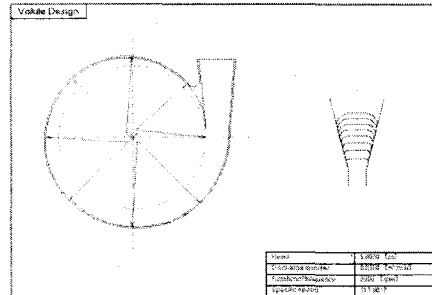


Fig.10 Drawing of volute

Fig.9와 Fig.10은 본 연구에서 사용한 자동설계프로그램에서 출력한 case2의 임펠러 및 벨루트의 도면이다. 프로그램에서는 설계결과를 임펠러와 벨루트로 구분하여 입구경, 출구경, 입구폭, 출구폭, 입구각, 출구각등의 임펠러부분 설계결과와 벨루트폭, 벨루트각, 기초원 직경, 벨루트 스파이럴 곡선등의 벨루트부분 설계결과를 출력하고 저장하도록 하였다. 또한 설계된 형상데이터를 이용하여 속도분포, 압력분포, 유량계수, 양정계수, 압력계수등의 계산결과를 출력 및 저장하도록 하였다.

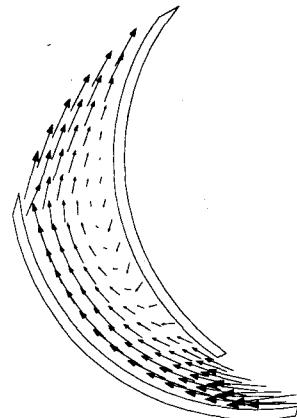


Fig.11 Velocity vector

Fig.11은 case2의 상대속도를 나타내고 있다. Table 1에서 블레이드 수는 8매이다. 8매의 블레이드 중에서 임의의 연속적인 2매의 블레이드로

만들어진 유로의 속도분포를 나타내었다. 속도분포를 보면 유로내에서 순환하는 흐름이 있으나 유체가 비교적 유로를 원활하게 통과하는 것을 볼 수 있다.

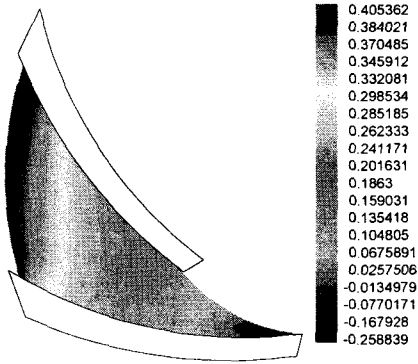


Fig.12 Pressure coefficient of case1

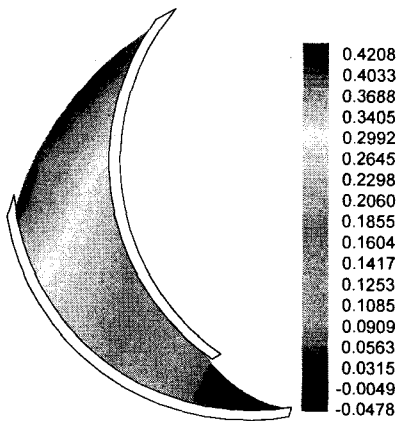


Fig. 13 Pressure coefficient of case2

Fig.12와 Fig.13은 case1과 case2의 압력계수의 분포를 나타내고 있다. 유체가 유로를 통과하는 동안 속도에너지가 압력에너지로 회수되는 것을 정량적으로 나타내었다.

5. 결론

본 연구에서는 실험설계정수를 사용하여 자동 설계프로그램으로 원심펌프를 설계하고 2차정도 와류패널법을 이용하여 임펠러의 성능을 해석하여 기존의 제품과의 비교를 행하였다. 그 결과

본 연구에서 사용한 방법으로도 만족할 만한 성능을 가지는 형상 데이터를 짧은 시간에 만들어 낼 수 있음을 확인 하였다. 향후 케이싱을 포함하는 해석이 수행되어야 하며 터보형 송풍기, 전향깃 원심송풍기, 레디얼형 송풍기등의 터보유체 기계 전반에 적용하여 우수한 성능을 가지는 터보기계를 설계하는 연구를 수행할 필요가 있다고 보여진다.

참고문헌

- (1)최민선, 김춘식, 이영호, "2차원 터보기계에서의 와류패널법 적용에 관한 연구", 한국박용기관학회지, Vol.17 No.2 (1993), pp.41-51.
- (2)강신정, 안경훈, 이영호, "2차정도 와류패널법에 의한 소형 원심펌프 성능해석", 대한기계학회 부산지부 춘계학술대회 논문집, (1999), pp.264-270.
- (3)A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps" 2nd Edition, John Wiley & Sons. Inc, (1957), pp.1-137.
- (4)Chen Cichang, "A Computer Interated Manufacturing System for Pump", Third International Conference on Pumps and Fans, (1998), pp.103-109.
- (5)Victor L. Streeter, "Handbook of Fluid Dynamics", McGraw-Hill Book Company. Inc, (1982), pp.19