

원심펌프 회전차의 성능해석에 대한 전산해석적 연구

김원갑* · 강신형**

Computational Study on the Performance of the Impeller in Centrifugal Pump

Won-Kap Kim*, Shin-Hyoung Kang**

Key Words: 원심펌프(centrifugal pump), 임펠러(impeller), 쉬라우드(shroud), 허브(hub)

ABSTRACT

This paper reports the impeller performance of centrifugal pump, modified HES65-250. Developed CFD code uses SIMPLE algorithm, power-law scheme, standard $k-\epsilon$ turbulence model in curvilinear coordinate system. The calculations are conducted for 5 cases, from 0.6 to 1.4 of flow rate ratio with 0.2 increment. The flow characteristics inside of impeller are analysed. The results show that reversal flows exist at the inlet of impeller which have small rotary stagnation pressure. The obtained results are compared with the experimental data at impeller exit and shows good qualitative agreement.

1. 서 론

원심펌프의 성능을 좌우하는 요소는 여러 가지가 있으나 특히 임펠러의 형상이 성능에 미치는 영향은 지배적이며 따라서 형상설계를 위한 임펠러 내부의 유동장 해석은 매우 중요하다. 원심펌프의 일차적인 설계가 이루어지고 성능해석을 수행하면서 기본설계가 이루어지나, 세부설계 단계에서 합리적인 날개의 형상을 구하기 위해서는 원심펌프 내의 유동을 평가하여야 한다.

임펠러 내부의 3차원 점성 유동 해석을 통해 임펠러 내부의 유동 특성을 파악하여, 만약 성능 저하를 가져

오는 유동박리 또는 과도한 이차유동손실이 존재하면 그 특성을 규명하여 설계에 재 반영시켜 임펠러의 성능 향상을 도모할 수 있는 중요한 역할을 담당하고 있다.

원심펌프의 임펠러는 변화가 비교적 크기 때문에 경계고정 좌표계를 사용해야 한다. 최[1996]의 연구에서는 운동량 방정식의 종속변수로 공변속도성분(covariant velocity component)을 사용하여 해석한 바 있으나 김과 최[1999]의 연구에서 격자의 비직교성이 심한 경우에는 공변속도를 이용하는 해법은 오차가 발생할 가능성이 있다고 지적된 바 있다.

따라서 본 연구는 김 및 최[1999]의 연구에서 제안된 물리적 반변속도성분(physical contravariant velocity component)을 종속변수로 하는 해법을 도입하여 3차원 유동을 해석할 수 있는 전산코드를

* 서울대학교 터보동력기계연구센터

** 서울대학교 기계항공공학부

개발하고 여러 유량비에서 작동하는 원심펌프의 성능특성에 대한 연구를 수행하는 것을 목적으로 한다. 해석은 일반 곡률 좌표계에서 Navier-Stokes 방정식에 대하여 유한체적법을 사용하여 수치해석 하였다. 운동량 방정식의 종속변수로서 물리적 반변속도성분을 채택하였고, SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 난류모형은 표준 $k-\epsilon$ 모형을 적용하였다.

2. 이론해석

2.1 기본방정식

본 연구에서는 원심펌프를 통과하는 작동유체로서 물을 대상으로 하고 유체의 속도가 크므로 비압축성 난류유동을 다룬다. 연속방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.

· 연속방정식

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

· 운동량방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \\ &\quad - \frac{\partial p}{\partial x_i} - 2\rho \epsilon_{ijk} \Omega_j u_k \\ &\quad - \rho(\Omega_m x_m \Omega_i - \Omega_m \Omega_n x_i) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 u 는 상대속도, p 는 압력, μ_{eff} 는 유효 점성계수, Ω_j 는 각속도이다. 운동량방정식에서 우변의 마지막 두 항은 회전좌표계에서 나타나는 외력항으로 각각 원심력과 코리올리스 힘을 나타낸다.

위 식을 일반좌표계에 대하여 좌표변환한 후, 미소체적에 대하여 적분하면 직교 속도성분에 대한 차분방정식을 얻을 수 있으며 다시 직교속도성분과 반변속도성분에 대한 관계식에 대입하면 반변속도성분에 대한 차분방정식을 얻을 수 있다.

계산에 사용되어진 대류항 처리는 속도성분에 대하여는 멱승도식(power-law scheme)을 사용하였으며 난류 운동에너지와 소멸율 방정식의 대류항은 혼성해법(hybrid scheme)을 사용하였다.

표준 $k-\epsilon$ 모형의 난류 운동에너지 방정식과 소멸율방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \\ &\quad + P_k - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] \\ &\quad + C_1 \frac{P_k \epsilon}{k} - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (4)$$

이 식에서 P_k 는 난류생성항을 나타내며 이 항은 $k-\epsilon$ 모형에서 난류 와점성계수와 속도구배의 곱으로 나타나는 스칼라량이므로 직교속도 성분을 사용하여 계산하는 것이 편리하다. 즉, 직교속도 성분에 대한 난류생성항 P_k 를 텐서로 나타내면 다음과 같다.

$$\overline{\rho u_i u_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

일반좌표계 상에서 난류생성항의 속도구배항은 Taylor전개를 이용하여 계산하며 격자점에 기억되어 있는 직교속도 성분을 이용하였다. 표준 $k-\epsilon$ 모형의 모형상수는 $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$ 를 사용한다.

2.2 경계조건

원심펌프에 대한 유동계산 영역은 날개와 이웃한 날개로 구성되는 영역만을 고려하였다. 경계조건은 입구, 출구 경계조건, 벽 경계조건 그리고 주기 경계조건으로 구성된다.

날개에서 적당히 떨어진 상류입구에서는 축 방향과 접선방향 상대속도 및 난류강도 및 소산율이 가정된다. 디퓨저 부분인 출구에서는 주유동 방향 속도성분을 제외한 모든 종속변수가 완전 확립하는 것으로 가정하였다. 좌표계를 임펠러에 고정시켰으므로, 케이싱의 벽과

디퓨저는 접선방향으로 일정한 각 속도로 회전한다고 가정하였다. 모든 고체벽면 즉, 케이싱의 벽과 디퓨저, 날개표면의 흡입면과 압력면, 허브와 쉬라우드에서는 벽법칙이 적용된다. 임펠러의 상류와 하류 지역에서 주기적인 경계면이 형성되는데, 주기선의 같은 곳에 대응하는 위치에서 모든 변수값들은 연속적이어야 한다. 해의 수렴성을 향상시키기 위하여 주기조건은 암시적 방법으로 처리하였다.

$k-\epsilon$ 모형에서는 난류의 등방성을 가정하므로 난류강도와 난류운동에너지는 다음과 같은 관계식으로 주어진다.

$$k_{in} = \frac{3}{2} \left(\frac{Int * U_{in}}{100} \right)^2 \quad (8)$$

$$\epsilon_{in} = C_{\mu} \frac{k_{in}^{3/2}}{l_m} \quad (9)$$

여기서 l_m 은 익월에 대한 계산에서는 보통 피치 (pitch)의 0.01배로 두며 원심압축기의 경우에는 쉬라우드와 허브 반경 차이의 0.01배로 둔다.

2.3 수치해석방법

연속방정식과 운동량 방정식, 난류 모형방정식을 계산영역의 미소 제어체적에 대하여 적분하면 각 방정식에 대한 차분방정식을 얻을 수 있다. 반면 속도성분에 대한 차분방정식을 얻기 위해서는 식(2)를 적분하면 직교속도성분에 대한 차분 방정식을 얻을 수 있으며 다시 반변속도성분과 직교속도성분과의 관계식에 대입하면 반변속도성분에 대한 차분방정식을 얻을 수 있다.

반변속도 u^{ϵ} - 성분에 대한 최종의 차분방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a_p u_p^{\epsilon} = & \sum a_{nb} u_{nb}^{\epsilon} - \frac{(\sqrt{g})_p}{(\sqrt{g^{11}})_p} (g_p^{11} p_{\epsilon} + g_p^{12} p_{\eta} + g_p^{13} p_{\zeta}) \\ & + \frac{(\sqrt{g})_p}{(\sqrt{g^{11}})_p} (\xi_{x,p} S_u + \xi_{y,p} S_v + \xi_{z,p} S_w) \quad (10) \\ & + \sum a_{nb} (u_{nb}^{\epsilon'} - u_{nb}^{\epsilon}) \end{aligned}$$

유동장의 압력은 본 연구가 SIMPLE 알고리즘을 사용하므로 압력수정방정식으로부터 얻을 수 있다. 압력수정방정식은 식(10)에서 전 계산단계의 값을 빼면 속

도수정량을 얻을 수 있고 다시 연속방정식에 대입하면 압력수정 방정식을 얻는다. 다음에 비대각성분을 무시하고 얻은 최종의 압력수정방정식을 나타내었다.

$$\begin{aligned} a_p p'_p = & a_E p'_E + a_W p'_W + a_N p'_N + a_S p'_S \quad (11) \\ & + a_U p'_U + a_D p'_D + b \end{aligned}$$

여기서

$$a_E = (\rho \sqrt{g} \sqrt{g^{11}} du_1^{\epsilon})_e, \quad a_W = (\rho \sqrt{g} \sqrt{g^{11}} du_1^{\epsilon})_w$$

$$a_N = (\rho \sqrt{g} \sqrt{g^{22}} du_2^{\epsilon})_n, \quad a_S = (\rho \sqrt{g} \sqrt{g^{22}} du_2^{\epsilon})_s$$

$$a_U = (\rho \sqrt{g} \sqrt{g^{33}} du_3^{\epsilon})_u, \quad a_D = (\rho \sqrt{g} \sqrt{g^{33}} du_3^{\epsilon})_d$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_U + a_D$$

$$\begin{aligned} b = & - (\rho \widehat{U}^{\epsilon})_e^* + (\rho \widehat{U}^{\epsilon})_w^* - (\rho \widehat{U}^{\eta})_n^* + (\rho \widehat{U}^{\eta})_s^* \\ & - (\rho \widehat{U}^{\zeta})_u^* + (\rho \widehat{U}^{\zeta})_d^* \end{aligned}$$

이 압력수정방정식을 풀어 반변속도성분을 직접 수정하면 연속방정식을 만족하는 속도장을 얻을 수 있다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서 해석하는 수정 HES 65-250 원심펌프는 준3차원 유동계산에 기초를 두고 설계된 임펠러로서 본 연구에서는 이에 대한 3차원 점성 유동계산을 수행하였다. 수정 HES 65-250 원심펌프의 형상은 Fig.1과 같다. 임펠러의 날개수는 6개이며 임펠러 출구 반경은 129.5 mm 이고 폭은 14 mm 이며 허브 각각은 33°, 입구측 쉬라우드 각각은 23°, 출구 각각은 25° 이다. 설계점에서 회전속도는 1750 rpm, 유량은 1.167 m³/min 이고, 입구에서의 전압력은 39.23 kPa 이다.

3.1 수렴조건 및 해석조건

본 연구에서는 개발된 전산해석코드를 이용하여 수정 HES 65-250 펌프에 대한 3차원 전산해석을 수행하였다. 펌프의 작동조건은 회전속도는 고정시키고 유량비 (Q/Q_o)를 0.2씩 변화시키면서 0.6부터 1.4까지 5가지 경우에 대한 수치해석을 수행하였다.

계산에 사용된 격자의 개수는 모두 60×26×22로

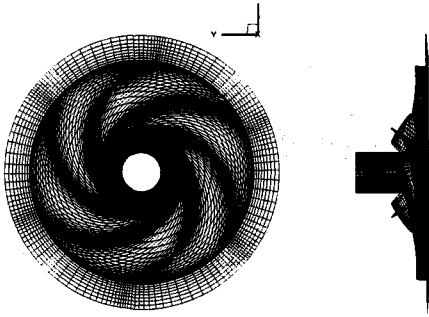


Fig. 1 Front and side view of the pump

하였다. 각 유량의 경우, 반복 계산수는 평균적으로 10,000~12,000번 정도 수행하였으며 임펠러 입구의 유입질량으로 무차원된 질량잔차가 더 이상 감소하지 않을 때까지 계산을 수행하였다. 설계점에서의 최종 질량잔차는 0.0004로 나타났다.

계산영역을 나타내는 격자계의 형상을 Fig. 1에 평면도와 측면도로 나타내었다. 자오면에서의 격자생성은 격자계가 완만하게 구성되고 또 벽에 밀집될 수 있도록 격자 생성 프로그램을 사용하여 격자를 생성하였다. 또한 B-B면에서의 격자생성은 반경방향의 임의위치에서 주어진 회전방향의 각도를 이용해 수식으로 격자를 생성하였다. 본 연구에서는 임펠러와 디퓨저를 포함하는 영역만을 고려하므로 회전축을 기준으로 임펠러 유로는 대칭이다. 따라서 하나의 유로를 선택하여 계산을 수행하였다. 이 하나의 유로에 대한 직각좌표계에서의 유동계산 영역을 Fig. 2에 나타내었으며, 여기에서 유동입구에서 출구를 따르는 좌표계를 ξ , 압력면과 흡입면을 연결하는 원주방향의 좌표계를 η , 허브와 쉬라우드를 연결하는 좌표계를 ζ 로 선정하여 수치계산을 수행하였다.

3.2 자오면과 날개면상의 속도와 압력분포

본 절에서는 자오면상에 나타나는 유동특성을 고찰하였다. 자오면상에서 정압과 회전전압(rotary stagnation pressure) 분포를 다음과 같이 무차원화하여 나타내었다.

$$PR = P_s / P_{o,in} \quad (12)$$

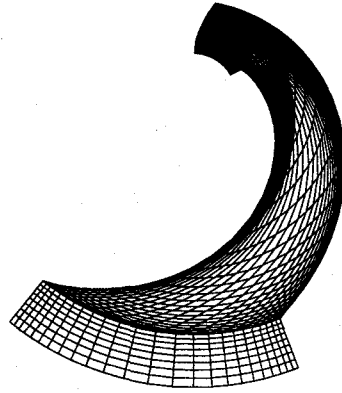


Fig. 2 3-dimensional grid system of computational domain

$$K = (P^* - P_1^*) / \frac{1}{2} \rho V_1^2 \quad (13)$$

여기서 P_s 는 유동장내의 정압을 나타내며 $P_{o,in}$ 은 계산영역 입구에서의 전압을 나타낸다. 입구에서의 전압은 3.924×10^4 (Pa)이며, 설계점에서의 입구유속은 3.1402 (m/s)이다. 또 $P^* = P + 1/2 \rho W^2 - 1/2 \rho \omega^2 r^2$ 으로 정의되며 속도 V_1 은 입구경계면에서의 유입속도이다.

Fig. 3에 설계점 즉, 유량비(Q/Q_o)가 1인 경우에 대한 속도벡터를 나타내었다. Fig. 3(a)에서 임펠러 입구의 쉬라우드 영역에서 역류가 발생하고 있으며 Fig. 3(b), Fig. 3(c)의 평균유동면과 압력면의 그림에서도 역류가 발생하고 있으나 평균 유동면에서는 그 크기가 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 임펠러 입구 근처에서 축방향으로 유동하던 유체가 임펠러 입구를 통과한 후, 반경방향으로 방향을 바꾸면서 일어나는 현상으로 쉬라우드 영역에서의 역압력구배에 의한 것으로 판단된다.

여기서는 나타내지 않았으나 저 유량비의 경우에는 흡입면과 압력면 뿐만 아니라 평균유동면에서도 역류가 발생하며 고 유량비가 되면서 임펠러 입구의 역류 현상은 사라지는 것으로 나타난다. 한편, Fig. 3(a)~Fig. 3(c)을 살펴보면 임펠러 입구를 통과하여 유로가 반경방향으로 굽어지는 위치부터 흡입면과 압력면에서는 허브에서 쉬라우드 방향으로 유체가 이동되고 있음을 알 수 있는데 이것은 임펠러 입구 상류부터 발달하

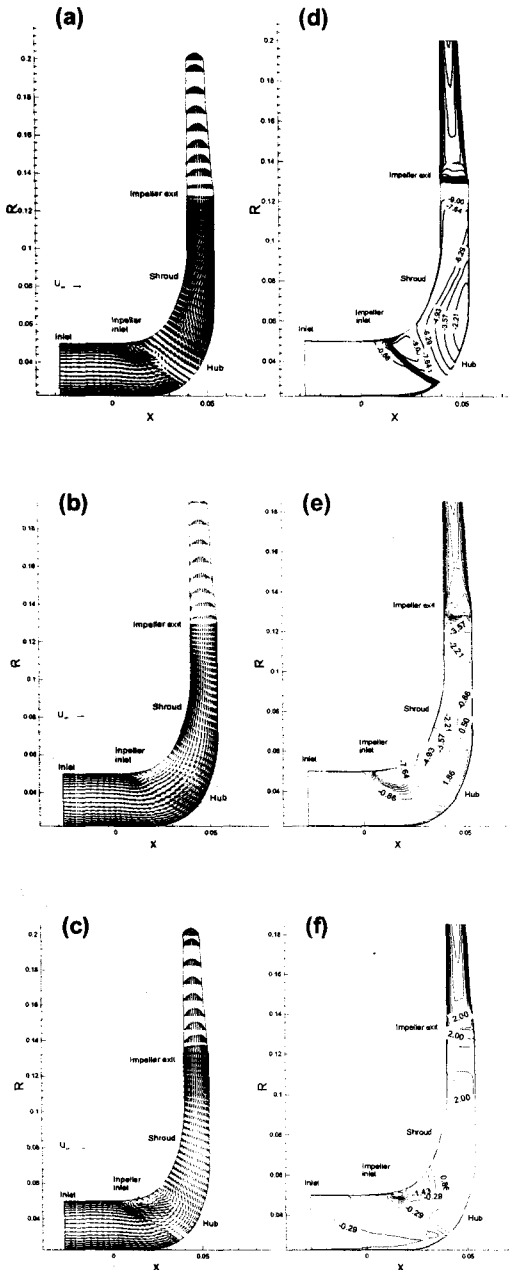


Fig. 3 Meridional velocity and rotational stagnation pressure.
 (a),(d) suction side, (b),(e) mean surface
 (c),(f) pressure side

기 시작하는 2차유동에 의한 것이다. 임펠러 입구단면의 중심부에서는 압력면의 쉬라우드 부근에서 흡입면의 허브면쪽으로 향하는 2차유동이 발생하고 있으며 이 유동에 의해 Fig. 3(a)와 Fig. 3(c)에서 보는 바와 같이 허브면에서 쉬라우드 쪽으로 돌아나가는 유동이 발생한다.

임펠러를 통과하면서 이 2차유동은 소멸되고 쉬라우드 근처에서 발생하는 반대방향의 2차유동이 임펠러 출구 부근까지 유로전체에 분포하게 된다. 그러나 이 새로운 2차유동도 출구 부근에서는 2차유동의 중심이 흡입면 쪽으로 이동하면서 소멸된다. 임펠러 출구에서는 흡입면 쪽 단면 전체에서 역류가 발생하고 있으며 압력면쪽으로 속도가 크게 나타나고 있다.

Fig. 3(d)~Fig. 3(f)에 자오면상의 회전총압 분포를 나타내었다. 회전총압은 손실이 없는 경우에 일정한 값으로 유지 되어야 하는 값으로 유동장 내부의 손실 발생위치를 파악할 수 있는 파라미터이다. 그림에서 나타난 바와 같이 임펠러 입구의 역류가 일어나는 부분에서 회전총압이 감소하여 이 영역에서 손실이 발생함을 알 수 있으며 임펠러를 통과해 임펠러 출구 근처로 감에 따라 유동손실은 주로 쉬라우드의 흡입면 근처에서 발생하고 그 범위는 넓어진다.

Fig. 4에는 임펠러 날개와 날개사이의 허브면, 중간스팬, 쉬라우드면에서의 속도벡터와 압력선도를 나타내었다. 쉬라우드면, 임펠러 입구 근처에서 역류가 발생하고 있음을 여기서도 확인할 수 있다.

허브에서 쉬라우드 쪽으로 1/8, 4/8과 7/8 유동면에서 압력면과 흡입면에서의 날개를 따른 압력분포를 Fig. 5에 나타내었다. 여기서 1/8과 4/8의 유동면의 경우는 일반적인 곡덕트내의 압력상승과 유사하게 임펠러 입구를 통과하면서 압력면과 흡입면으로 나뉘게되지만 쉬라우드에 가까운 7/8면의 임펠러 입구에서는 임펠러 입구 전에서 압력이 임펠러 입구보다 상승하고 있어 이 면에서 역압력구배가 더욱 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

임펠러의 출구부근에서는 정압이 흡입면 출구의 압력보다 작게 나타나고 있는데 이것은 임펠러와 디퓨저간의 속도차이에 의해 유동의 선회성분이 이 부근에서 갑자기 증가하기 때문에 생기는 현상이다. 이후 유동은 디퓨저를 지나면서 계속 정압이 상승한다.

3.3 2차유동 속도벡터 및 회전총압 분포

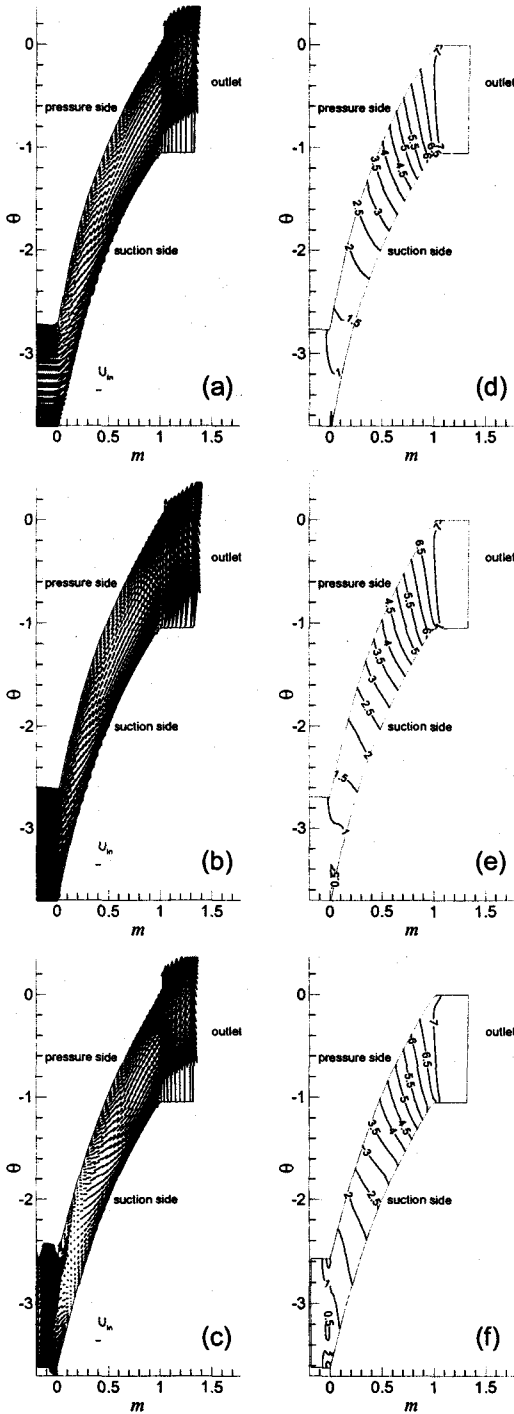


Fig. 4 Blade to Blade plane vector and static pressure contours.

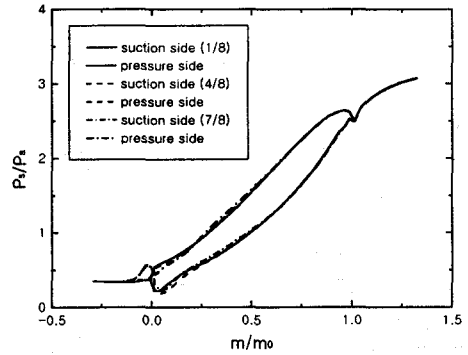


Fig. 5 Pressure distribution along the blade at stream surface

쉬라우드와 허브면으로 구성되는 자오면에서의 2차유동 속도는 격자계와 어긋난 자오면 속도성분으로, 날개와 날개사이의 유동면에서의 2차유동 속도는 격자계와 어긋난 상대 속도성분으로 정의하였으며 이러한 정의로부터 이상적인 유동은 날개 및 허브와 쉬라우드의 격자계를 따라가는 유동이며 이때 위에서 정의한 2차유동 속도성분은 0이 된다.

여기서는 임펠러의 입,출구에 인접한 단면에 대하여 나타내었다. 이 결과는 준3차원 프로그램에 의해 설계된 수정 HES 65-250 펌프는 기존 HES 65-250 펌프와 비교할 때 임펠러 입구의 쉬라우드 부근에서 가장 큰 차이를 갖도록 설계되었고 이 영역의 유동특성에 대한 결과는 수정펌프의 성능을 검토하는데 중요하게 사용될 수 있다.

Fig. 6에는 임펠러 입구에서의 유동단면상에 발생하는 2차유동 벡터선도와 단면에 수직인 수직속도성분의 분포를 나타내었다. Fig. 6(a)를 살펴보면 쉬라우드 근처에 큰 2차유동이 발생하고 있으며 쉬라우드와 압력면의 모서리부터 허브의 흡입면 쪽으로 이동하는 유동이 흡입면에서 또 다른 작은 2차유동을 형성하고 있음을 알 수 있다. 쉬라우드 부근에 발생하는 2차유동은 정지된 인두서의 쉬라우드면에 의해 발생하는 것이며, 흡입면 근처의 2차유동은 앞서 설명한 바와 같이 허브의 흡입면쪽으로 이동한 유체가 흡입면 날개를 타고 쉬라우드 쪽으로 밀려 올라가는 것이다. 수직방향의 속도성분을 나타낸 Fig. 6(b)에서는 쉬라우드와 흡입면 쪽의 영역에서 역류가 발생하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6(d)에 임펠러 입구의 회전전압 분포를 나타내

Table 1 Total performance of the pump.

| Q/Q_0 | $C_{m,2}$ | $C_{t,2}$ | ΔH_{static} | ΔH_{total} | λ_2 | σ_2 | η |
|---------|-----------|----------------|---------------------|--------------------|----------------|------------|--------|
| 0.6 | 1.03 | 14.3 (21.5) | 26.3 | 36.9 | 13.9 (20.9) | 0.67 | 0.75 |
| 0.8 | 1.36 | 13.7 (20.8) | 25.1 | 34.8 | 10.0 (15.3) | 0.68 | 0.72 |
| 1.0 | 1.71 | 13.4 (20.1) | 24.7 | 33.5 | 7.8 (11.7) | 0.69 | 0.70 |
| 1.2 | 2.06 | 12.9 (19.3) | 24.3 | 32.2 | 6.2 (9.4) | 0.7 | 0.69 |
| 1.4 | 2.41 | 12.1 (18.6) | 23.4 | 30.3 | 5.0 (7.7) | 0.7 | 0.66 |

는 $C_{m,2}$ 에 대한 $C_{t,2}$ 의 비로 정의되며 효율은 본 연구가 임펠러만을 대상으로 하였으므로 날개수가 무한인 경우의 손실이 없는 임펠러를 비교 대상으로 삼았다.

연속조건에 의해 결정되는 자오면상의 출구속도, $C_{m,2}$ 는 유량비가 커짐에 따라 선형 증가하며 출구 절대속도 성분의 접선성분, $C_{t,2}$ 는 유량에 따라 감소하는 것으로 나타나고 있는데 이는 유체의 관성이 증가함으로써 디퓨저와 속도차로 인해 발생하는 전단층이 상대적으로 얇기 때문이다.

Table 1에서 알 수 있는 바와 같이 정압과 전압, 스윙 파라미터는 유량이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 절대속도의 선화성분, $C_{t,2}$ 의 이론값보다 전산 해석에 의한 결과가 작게 나타나고 있는 것으로 보아 상대속도는 해석값이 이론값보다 크다는 것을 알 수 있으며 이는 미끄럼 속도가 존재한다는 것을 의미한다.

임펠러 출구에서의 미끄럼계수는 유량이 증가할수록 커지긴 하지만 거의 변화가 없는 것을 알 수 있다. 본 연구에서 구한 미끄럼계수의 타당성을 검증하기 위해 결과를 설계 프로그램, 실험결과와 비교하기 위하여 Fig. 11에 나타내었으며 임펠러 출구에서 정압 상승량과 전압 상승량을 준 3차원 계산, PERFIG, PUMPAL과 홍[1997]등의 실험결과와 비교한 그림이다.

정압의 경우에 본 연구의 결과는 준 3차원 계산이나 PERFIG의 결과와 잘 일치하는 결과를 보이고 있으나 실험결과와는 차이를 보이고 있으며 전압의 경우에는 다른 설계 프로그램보다 실험결과와 잘 일치하는

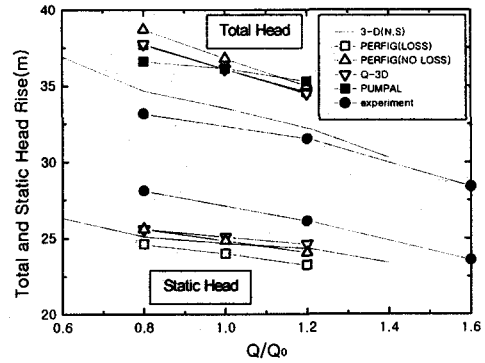


Fig. 11 Comparison of total and static head rise at Impeller exit

결과를 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11에 나타난 본 연구의 결과는 정확히 임펠러 출구면에서의 값이 아니라 홍[1997]의 실험 위치와 가깝게 선정된 것이다. 그러나 임펠러 출구부에서는 급격한 유동변화로 인하여 손실이 크게 발생하며 따라서 전압은 빠르게 감소한다. 따라서 임펠러 출구면에서의 전압의 정확한 비교를 위해서는 측정위치가 중요할 것으로 생각된다.

5. 결 론

본 연구에서는 수정 원심펌프(HES 65-250)에 대한 3차원 전산해석을 수행하였다. 이 과정을 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 유량비가 1인 설계점에서 임펠러의 입구, 쉬라우드 영역에서 역류가 발생하는 것으로 나타났으며 이로 인한 에너지 손실이 발생하고 있다.
- (2) 임펠러 출구에서의 실험과의 비교는 실험조건과 전산해석 조건이 일치하지 않기 때문에 정확한 비교는 힘들다. 그러나 정성적으로 실험값에 근접하는 결과를 보여 줌으로써 해의 타당성을 보여주었다.
- (3) 임펠러 출구에서의 정압이나 전압상승을 PERFIG나 PUMPAL등의 상용프로그램의 결과와 준3차원 계산결과와 비교해 볼 때 합리적인 결과를 보이고 있으나, 보다 정확한 비교를 위해서는 같은 조건 하에서의 실험결과가 필요하다.

참고 문헌

- (1) 김원갑, 최영돈, 1999, "전산유체역학을 위한 일반 곡률좌표계에서 운동량 방정식의 종속변수 선정에 관한 연구", 대한기계학회 논문집 B권, 제 23권, 제 2호, pp.198-209.
- (2) S. H. Kang, S. S. Hong, H. S. Son, 1997, "Evaluation of Performance and Flows of a Centrifugal Pump Impeller", 5Th Asian International Conference on Fluid Machinery
- (3) 최영석, 1996, "원심압축기 설계 및 성능예측을 위한 내부 유동해석", 서울대학교 박사학위 논문
- (4) 김경엽, 1993, "압축기용 선형 캐스케이드내의 3차원 난류유동의 수치해석적 연구", 서울대학교 박사학위 논문.
- (5) Karki, K.C. and Patankar, S.V., 1988, "Calculation Procedure for Viscous Incompressible Flows in Complex Geometries", Numerical Heat Transfer, vol.14, pp.295-307.
- (6) Shyy. W, Tong, S.S., Correa, S.M., 1985, "Numerical Recirculating Flow Calculation Using a Body-Fitted Coordinate System", Numerical Heat Transfer, vol.8, pp.99-113
- (7) Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill.