2001 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 216 ~ 220
한국과학기술원(KAIST) 기계공학동, 2001. 11. 30 ~ 12. 1

디퓨저를 갖는 수직펌프의 유동해석에 대한 연구

정경남* · 김세진* · 박편구* · 김하종**

A Study of Flow Analysis for a Vertical Pump with Diffuser

Kyung-Nam Chung*, Se-Jin Kim*, Pyun-Goo Park*, Ha-Jong Kim**

Key Words: Vertical Pump(수직펌프), CFD(계산유체역학), full pump model(펌프 전체 모형), diffuser(디퓨저), head curve(양정 곡선), reverse flow(역류)

ABSTRACT

Flow analysis was carried out for two vertical pumps. The geometrical difference of two pumps is the adoption of vaned diffuser. Full pump models were used to simulate the velocity fields of the pumps. Pump head and velocity field were compared to obtain the features of diffuser flow. It was shown that the discontinuity of head curve was predicted and reverse flow could be generated at impeller exit even in the rated flow condition.

1. 서 언

임펠러는 고속으로 회전하기 때문에 임펠러 출구를 떠나는 유동은 상당히 큰 속도를 갖는데 그 운동에너지의 크기는 정격 운전점에서 펌프에 공급된 일의 약 20% - 40%에 달하고 있다[1]. 따라서, 임펠러 출구 유동의 운동에너지의 일부를 압력 상승으로 변환시켜주어 펌프 효율을 증대시키는 방안의 하나로 디퓨저를 사용하고 있다. 하지만, 디퓨저를 사용하는 경우 임펠러와 디퓨저 사이의 강한 상호작용 때문에 펌프 운전의 안정성에 큰 영향을 미치며 부분 부하 상태에서 진동 문제를 유발시키고 경우에 따라서는 구조적인 파손을 일으키기도 한다. 디퓨저에 대한 연구는 실험적 연구가 상대적으로 많이 이루어졌으며 수치적 연구는 최근에야 활성화되고 있다. Abdelhamid and Bertrand[2]는 8 가지의 날개 없는 디퓨저를 사용하여 디퓨저의 기하학적 형상이 성능에 미치는 영향에 대하여 실험적으로 조사하였는데 실험 결과에 따르면 디퓨저를 갖는 경우 디퓨저가 없는 경우에 비하여 양정이 크게 증가하고 저 유량에서 양정 곡선에 불연속이 발생하고 있다. 최근 Eisele et al.[3]은 비속도가 중간인 펌프에 대하여 2D LDA와 2D PTV를 사용하여 디퓨저 내의 유동장을 계측하였는데 국부적인 유동 패턴이 디퓨저 날개에 대한 임펠러 날개의 위치에 대한 함수이며 주기적인 비정상 유동임을 확인하였다. 한편, 수치적 연구로서 Sano et al.[4]의 날개 있는 디퓨저에서의 회전 실속(rotating stall)에 대한 연구가 있는데 그들은 디퓨저 유동을 2차원 문제로 단순화시켜 임펠러와 디퓨저 사이의 간격이 디퓨저의 유동 불안정에 끼치는 영향에 대하여 조사하였는데 간격이 클수록 디퓨저에서 회전 실속이 쉽게 발생하며 양정곡선에서 기울기가 음인 상태에서 회전 실속이 발생한다고 보고하였다.

위에서 언급한바와 같이 디퓨저 유동은 비정상 유동이나 산업체에서는 정상유동이라 가정하고 문제에 접근하는 경우가 대부분이au 본 연구에서도 이러한 가정을 적용하였다. 최근 전산유체역학이 펌프유동에 활발히 적용되고 있는데[5][6][7] 본 연구에서는 이를 사용하여 디퓨저가 있는 수직펌프와 디퓨저가 없는 수직펌

* 현대중공업(주) 기술개발본부 선박해양연구소
** 현대중공업(주) 펌프설계부
E-mail : knchung@hhi.co.kr

프에 대한 정상 유동해석을 수행하고 성능과 유동장의 차이점을 살펴보았다.

2. 계산 방법

수직펌프에서 펌프 유동은 부분적으로 층류 유동이지만 본 연구에서는 편의상 펌프 유동이 난류 유동이라 가정하였다. 그러므로 펌프 유동의 거동은 RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) 방정식으로 표현되는데 이 지배방정식을 풀기 위하여 본 연구에서는 TASCflow[8]를 사용하였다. 이 수치해석 프로그램은 다음과 같은 특징을 갖고 있다. 즉, 편미분 방정식의 형태로 표현되는 지배방정식을 이산화하기 위하여 유한체적법을 사용하고 있으며 질량방정식과 운동량방정식을 함께 푸는 coupled solver이다. 이산화된 연립 대수방정식은 incomplete lower/upper factorization 기법을 사용하여 풀고 있으며 해의 수렴속도를 가속시키기 위하여 다중격자 방법(multigrid method)을 사용하고 있다. 본 수치계산에서 RANS 방정식의 대류항의 처리는 2차의 정도를 갖고 있는 modified linear profile skew-upwind 방법을 physical advection correction과 같이 적용하였으며 난류 모형으로는 표준 k-ε 모형을 적용하였다.

수직펌프에 대한 유동계산은 케이싱을 포함하더라도 원심펌프의 경우와 달리 펌프의 형상이 회전 대칭을 이루므로 날개 1 개 주위의 유동장만을 계산하는 방법을 사용할 수도 있으나 본 연구에서는 비정상 유동에 대한 계산의 확장성을 고려하여 펌프 전체 영역을 계산영역으로 취하여 유동장을 계산하는 방법을 택하였다. 한편, 수치계산에 사용된 경계조건으로 입구 경계에서는 총 압력을 주었으며 출구 경계에서는 유량을 지정하였다. 본 수치계산의 경우 계산 영역 안에 회전부와 정지부를 갖고 있으므로 MFR(multiple frame of reference)를 사용하였다. 따라서 임펠러를 포함하는 회전부의 벽은 상대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 처리하였으며 케이싱을 나타내는 정지부의 벽은 절대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 취급하였다. 여기서 회전부와 정지부 사이의 경계면에서 정보 전달 방법은 "frozen rotor" 방식을 사용하였다. 이 방법은 경계면에서 두 블록이 상대적으로 동일한 격자점을 가지며 두 좌표계 사이의 변환이 고려된다.

3. 펌프 형상 및 수치 격자

3.1. 펌프 형상

앞에서 언급한바와 같이 유동해석은 2 대의 펌프(디퓨저가 없는 펌프를 펌프 1이라 하고 디퓨저를 갖는 펌프를 펌프 2라 표기하기로 한다.)에 대하여 수행하였는데 이들은 원심형 임펠러를 갖고 있는 보울(bowl)형 수직펌프이다. 정격 유량에서 펌프 1의 주요 특성은 Table 1과 같으며 비속도는 240으로서 (m^3/min, m, rpm)에 근거한 값이다. 펌프 2는 펌프 1과 동일한 임펠러와 스테이터를 갖고 있으며 이들이 놓여 있는 위치 또한 같다. 따라서 두 펌프간에 형상에 있어 유일한 차이는 펌프 2에서 원심형 임펠러 뒤에 날개 수가 8 개인 디퓨저가 놓인다는 점이다. Fig. 1은 펌프 2에서 임펠러가 디퓨저와 결합된 형상을 보여주고 있다.

3.2. 수치 격자

유동계산에 사용된 수치격자에 대하여 살펴보기로 하자. 본 연구에서 유동해석은 펌프 전체를 한꺼번에 풀도록 펌프 전체 모형을 사용하였는데 이 경우 펌프의 전체 형상을 한 개의 수치블록으로 표현하는 것은 쉽지 않다. 또한, 임펠러는 회전하는 반면에 디퓨저와 스테이터 등은 정지해 있으므로 이들을 서로 다른 수

Table 1. Main Particulars of Pump 1

	펌프 1
유량 (m^3/hr)	1,250
양정 (m)	87.0
회전수 (rpm)	1,490
임펠러 날개 수	6
스테이터 날개 수	7

치 블록으로 처리하는 것이 유동해석을 수행하는데도 편리하다. 따라서 본 연구에 사용된 수치격자는 흡입구 블록, 임펠러 블록, (디퓨저 블록,) 스테이터 블록의 세 블록 내지 네 블록으로 구성되는 블록 구조의 수치격자이다. 펌프 1에 사용한 수치격자의 총 격자 수는 약 36만개이며 펌프 2의 수치격자는 약 44만개의 격자점을 갖고 있다. 한편, Fig. 2는 펌프 2에 대하여 사용

Fig. 1 Schematic View of Impeller with Diffuser

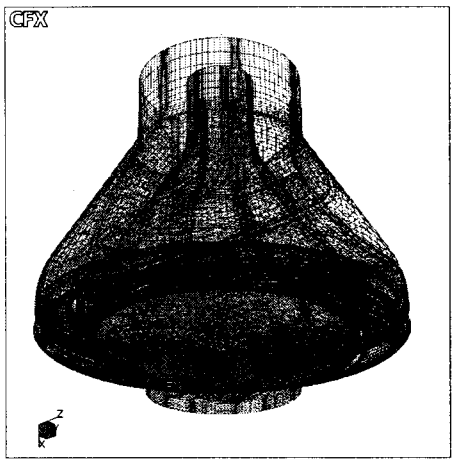


Fig. 2 Computational Grid of Pump 1

된 수치격자의 일부 표면격자를 보여주고 있다.

4. 계산 결과

수치계산은 펌프의 성능을 예측하기 위하여 유량을 변화시켜 가며 수행하였다. 유동계산은 정격점 유량인 Q_{RAT}를 기준으로 $0.4*Q_{RAT}$에서 $1.2*Q_{RAT}$까지 수행하였다. 탈 설계점에서의 유동계산은 수렴을 보다 빠르게 하기 위하여 정격점 유량에 보다 가까운 유량 점에서의 계산 결과를 초기 값으로 사용하였다.

4.1. 양정

수치계산을 통하여 얻은 펌프의 양정을 Fig. 3에 나

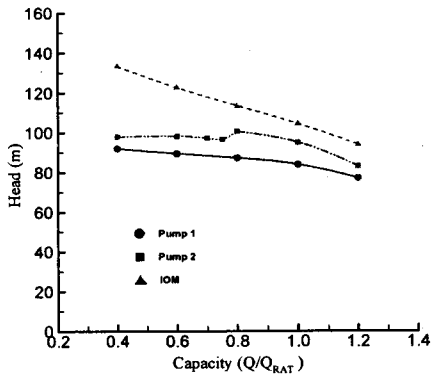


Fig. 3 Performance Curves with Flow Rate

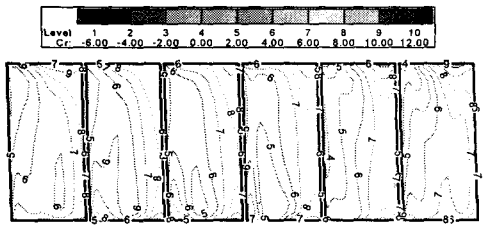
타내었다. 그림에는 두 펌프에 대한 펌프 전체 모형의 결과와 임펠러 단독 모형에 대한 계산 결과를 함께 나타내었다. 그림에서 동그라미는 펌프 1에 대한 펌프 전체 모형의 결과이며 네모로 표시된 기호는 펌프 2에 대한 펌프 전체 모형의 결과를 그리고 삼각형으로 표시된 IOM은 임펠러 단독 모형의 결과를 각각 나타낸다. 그림에서 보듯이 디퓨저를 갖는 경우 양정이 전반적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 펌프 2의 경우 정격점에서 펌프 1에 비하여 약 13% 증가된 양정 값을 주고 있다. 한편, 디퓨저가 없는 IOM과 펌프 1의 경우 양정 곡선은 유량이 감소함에 따라 양정이 단조 증가하는 경향을 보이고 있으나 펌프 2의 경우 정격유량의 약 80%되는 유량점에서 양정 곡선에 불연속이 생기는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 양정 곡선에 불연속이 생기는 이유는 Abdelhamid and Bertrand[2]가 날개 없는 디퓨저에 대한 실험에서 확인하였듯이 디퓨저에서 회전 실속이 발생하여 유동이 불안정하게 되었기 때문이라 판단된다. 단, 본 연구에서는 정상상태의 유동장을 구하였으므로 회전 실속을 확인할 수 없지만 이러한 회전 실속은 임펠러 출구에서의 역류와 관계가 깊다고 알려져 있다.

4.2. 유동장

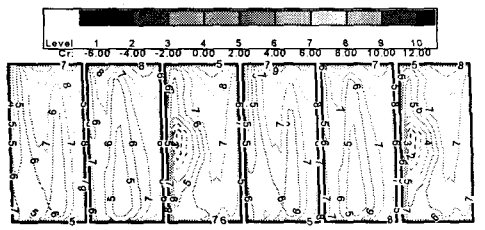
다음에서는 디퓨저에 의한 유동장의 변화에 대하여 살펴보기로 한다. Fig. 4는 정격 상태에서 임펠러 출구에서의 반경방향 속도의 분포를 보여주고 있다. 유동장에서 임의의 점에서의 속도는 아래의 식과 같이 정의된다.

$$\vec{C} = \vec{C_a} + \vec{C_r} + \vec{C_u} \quad (1)$$

즉, 절대속도는 축 방향 속도와 반경 방향 속도 그리고 접선 방향 속도의 합으로 표현된다. 따라서, 원심형 임펠러의 경우 반경방향 속도 성분이 주 유동방향 성분이 된다. 그림에서 아래쪽은 허브를 위쪽은 슈라우드를 나타내고 있으며 임펠러의 회전 방향은 왼쪽에서 오른쪽으로 가는 방향이다. 또한, 임펠러 출구에서 임펠러 날개의 두께에 해당하는 부분을 여백으로 처리하여 그림에 함께 나타내었다. 여기서 날개의 왼쪽은 흡입면을 오른쪽은 압력면을 각각 나타내고 있다. 디퓨저가 없는 펌프 1의 경우 C_r은 임펠러로부터 멀어져 가는 방향으로 흘러가지만 디퓨저를 갖는 펌프 2의 경우 정격 유량임에도 불구하고 부분적으로 역류(그림에서 점선으로 표시된 부분임)가 발생하고 있음을 볼 수 있다. 임펠러 출구에서의 이와 같은 역류 현상은 임펠러 출구와 디퓨저 앞날 사이의 간격과 관계가 큰 것으로 판단된다. 여기에는 나타내지 않았지만 유량이 감소함에 따라 임펠러 출구에서 역류의 발생 지역이 증가하고 있다.



(a) Pump 1



(b) Pump 2

Fig. 4 Radial Velocity Distribution at Impeller Exit

5. 결 론

본 연구에서는 원심형 임펠러를 갖는 수직펌프에 대한 유동해석을 통하여 날개 있는 디퓨저가 펌프 성능과 유동장에 미치는 영향에 대하여 조사하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 디퓨저의 사용은 펌프의 양정을 전반적으로 증가시키므로 동일 양정을 계획하는 경우 보다 작은 크기의 펌프를 설계할 수 있다. 또한, 디퓨저를 사용하는 경우 저 유량에서 회전 실속이 발생하여 유동이 불안정하게 되며 이로 인하여 양정 곡선에 불연속 점이 생길 수 있음을 확인하였다.

2) 디퓨저를 적용하는 경우 비록 정격 유량 상태라 할지라도 임펠러 출구에서 국부적으로 디퓨저에서 임펠러로 들어오는 역류가 발생할 수 있음을 알 수 있었다. 이러한 역류의 발생은 임펠러와 디퓨저 사이의 간격에 큰 영향을 받을 것으로 판단되며 유량이 감소함에 따라 발생 지역이 증가하고 있다.

3) 디퓨저에 의한 유체의 거동을 보다 자세히 파악하기 위해서는 향후 비정상 유동에 대한 유동해석을 수행하여 양정 곡선에 불연속을 주는 회전 실속에 대한 연구가 진행되어야 할 것이다.

참고 문헌

(1) D. Japikse, W.D. Marscher and R.B. Furst, 1997, Centrifugal Pump Design and Performance, Concepts ETI, Inc.

(2) A.N. Abdelhamid and J. Bertrand, 1979, "Distinctions between Two Types of Self-Excited Gas Oscillations in Vaneless Radial Diffusers," ASME Paper No. 79-GT-58.

(3) K. Eisele et al., 1997, "Flow Analysis in a Pump Diffuser - Part 1: LDA and PTV Measurements of the Unsteady Flow," ASME Journal of Fluid Engineering, Vol. 119, pp. 968-977.

(4) T. Sano et al., 2001, "Numerical Study of

Rotating Stall in a Pump Vaned Diffuser," Proceedings of ASME FEDSM'01, FEDSM2001 -18079.

(5) P. Cooper, 1996, "Perspective: The New Face of R&D-A Case Study of the Pump Industry," Trans. of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol. 118, No. 4

(6) J.P. Pembroke, E.P. Sabini and D. Littlefield, 1998, "CFD Analysis of a Double Suction Cooling Water Pump," Proceedings of the 15th International Pump Users Symposium, Texas A&M University.

(7) 정경남, 박편구, 조현준, 이상구, 2001, "양쪽 흡입 원심펌프의 성능해석에 대한 연구," 유체기계저널, 제4권 제4호(게재예정).

(8) TASCflow, 1999, CFX-TASCflow User Documentation, AEA Technology Engineering Software, Ltd., Waterloo, Ontario, Canada.