

입구부 형상이 수중 카고 펌프의 성능에 미치는 영향

김준형* · 최영석* · 이경용* · 윤준용**

Effects of inlet shape on the performance of a submerged cargo pump

Joon-Hyung Kim*, Young-Seok Choi*, Kyoung-Yong Lee*, Joon-Yong Yoon**

Key Words : Submerged cargo pump(수중 카고 펌프), Pump performance(펌프 성능), Inlet shape(입구 형상), Suction well(흡수정)

ABSTRACT

In this paper, effects of inlet shape on the performance of a submerged cargo pump were numerically studied using a commercial CFD code CFX. The inlet shape, especially the gap between pump and suction well, is an important parameter in a point of view of performances of submerged cargo pump due to its effects on the residual and also hydraulic performance of the pump, respectively. To know the optimized gap, the overall performance degradations were calculated with the gap. In addition to that, the flow field through the gap was investigated to explain the effect of velocity non-uniformity on the performance of the pump impeller.

1. 서론

수중 카고 펌프(Submerged Cargo Pump)는 조선용 기자재의 핵심 유체기계로서 임펠러의 형상이나 입구부 형상 등이 펌프 성능에 매우 중요한 역할을 하므로, 현재 기술력이 확보된 국외의 선진업체가 절대적인 위치에 있으며 국내 조선업체에서 사용되는 수중 카고 펌프 시스템은 대부분 외국 메이커에서의 수입에 의존하고 있는 것이 현실이다.

그에 따라 국내에서도 수중 카고 펌프에 대한 연구가 진행되고 있으며 적용대상은 다르지만 일정 비속도 범위에 대하여 펌프 제작 회사나 연구기관 별로 수차례 연구 결과가 보고된바 있다⁽¹⁾. 수중 카고 펌프 시스템의 고성능화를 위한 연구에서 중요하게 고려되어 지

는 요소는 크게 임펠러 설계 변수와 임펠러 외 수중 카고 펌프 시스템의 입구 형상 등의 외부 형상 설계 변수로 나누어진다. 임펠러의 설계 변수만을 고려한 연구는 수중 카고 펌프 시스템의 성능에 직접적으로 큰 영향을 주지만 실제 수중 카고 펌프 시스템의 요구 조건을 만족하는 결과를 산출하기 위해서는 외부 형상 설계 변수를 고려하는 연구가 요구되어진다. 특히 수중 카고 펌프 시스템은 유체에 잠겨서 탱크에 보관된 유체를 이송하는 방식으로 흡입유로가 일반적인 파이프(pipe)로 연결된 펌프와는 다른 특성을 나타내고, 또한 선박의 하적 요구사항이 잔류량에 대한 규제를 강화하고 있어 흡입성과 연계된 유로시스템을 고려한 설계 즉, 외부 형상 설계 변수가 매우 중요한 요소가 된다.

본 연구에서는 이러한 외부 형상 설계 변수 중에서 잔류량과 직접적인 관련이 있는 펌프 입구부(벨마우스 입구부)와 흡수정(suction well) 사이 간격에 의한 영

* 한국생산기술연구원 열유체시스템팀

E-mail : yschoi@kitech.re.kr

** 한양대학교 기계공학과

향에 대한 연구를 수행하였다. 연구 수행을 위하여 임펠러와 볼루트 만을 수치 해석하여 기본 비교 기준으로 선정하고 펌프 시스템 전체를 펌프 입구부와 흡수정의 간격에 따라 수치 해석을 수행한 후 각각을 비교하여 입구부와 흡수정 사이 간격에 따른 영향에 대한 연구를 수행하였다.

2. 입구 형상에 따른 펌프 성능 분석

2.1. 수치 해석 모델

본 연구를 통하여 펌프 입구부 형상이 펌프 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 수치 해석 대상 모델을 Fig. 1과 같이 임펠러와 볼루트 만을 단순화하여 수치 해석을 수행하는 비교 기준 모델(모델 1)과 Fig. 2와 같은 전체 펌프 시스템을 수치 해석하는 모델(모델 2)로 구분하였다. 또한 모델 2는 펌프의 입구부와 흡수정과의 간격(h)에 따라 5mm, 10mm, 15mm, 20mm, 30mm의 5개의 모델로 나뉜다.

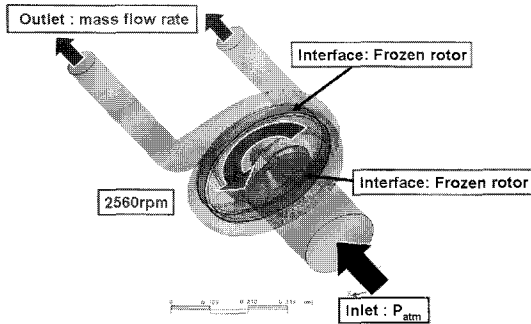


Fig. 1 Configuration and boundary condition of model 1

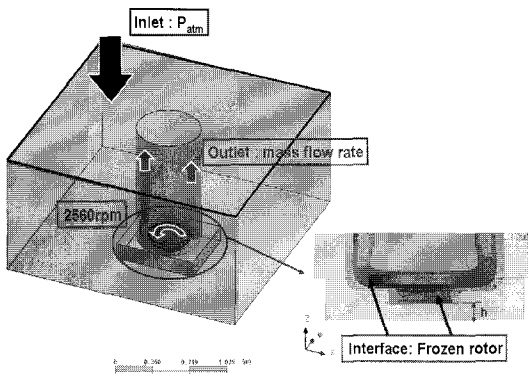


Fig. 2 Configuration and boundary condition of model 2

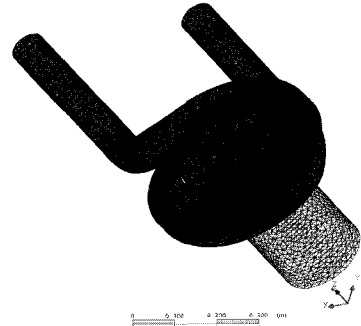


Fig. 3 Mesh of model 1

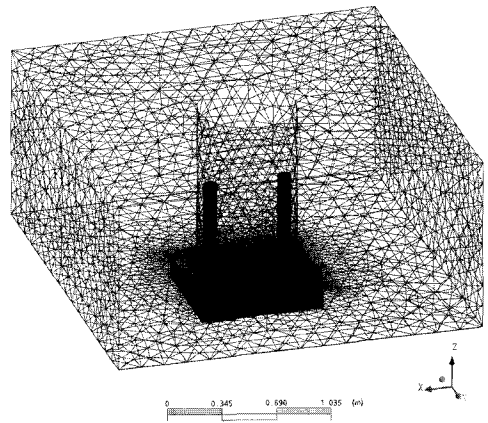


Fig. 4 Mesh of model 2

2.2. 격자계

대상 모델에 대한 수치해석을 수행하기 위하여 격자생성 프로그램인 CFX-mesh와 ICEM CFD 툴을 사용하여 격자를 생성하였다. 모델 1의 경우 Fig.3과 같이 생성된 격자계는 약 60만 개의 사면체 격자로 구성되어있으며 모델 2는 Fig.4와 같이 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격에 따라 격자의 계수가 130만 개-135만 개 사이 사면체 격자로 구성되었다.

2.3. 수치 해석 기법 및 경계 조건

본 연구에서는 상용 3차원 점성유체 해석 프로그램인 CFX-10을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 펌프 시스템의 유동장 특성을 알아보기 위한 비압축성 난류 유동해석을 위하여 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 수치 해석 계산에 사용한 지배방정식

은 유한 체적법으로 이산화 되었으며, 이산화 기법으로는 2차 이상의 정확도를 갖는 고해상도기법(high resolution scheme)을 사용하였다. 난류유동의 해석을 위한 난류모델은 유동박리형상 등에 적절한 전단이송(shear stress transport)모델^(2,3)을 사용하였다.

경계조건으로 모델 1의 경우 Fig. 1과 같이 임펠러 입구에 연결된 직관의 입구부에 균일한 상태의 대기압을 주었고 볼루트 출구부에는 600(CMH)에 해당하는 질량유량을 주었으며 임펠러의 회전 속도는 2560 rpm이다. 또한 회전하는 임펠러와 회전하지 않는 볼루트, 입구 직관부 사이 접촉면에는 Frozen rotor interface 조건을 적용하였다. 모델 2의 경계조건은 Fig. 2와 같이 수면에 해당하는 입구부에 균일한 상태의 대기압을 주었으며 기타 경계 조건은 모델 1과 동일하다. 펌프 내 작동유체는 두 모델 모두 물을 사용하였다.

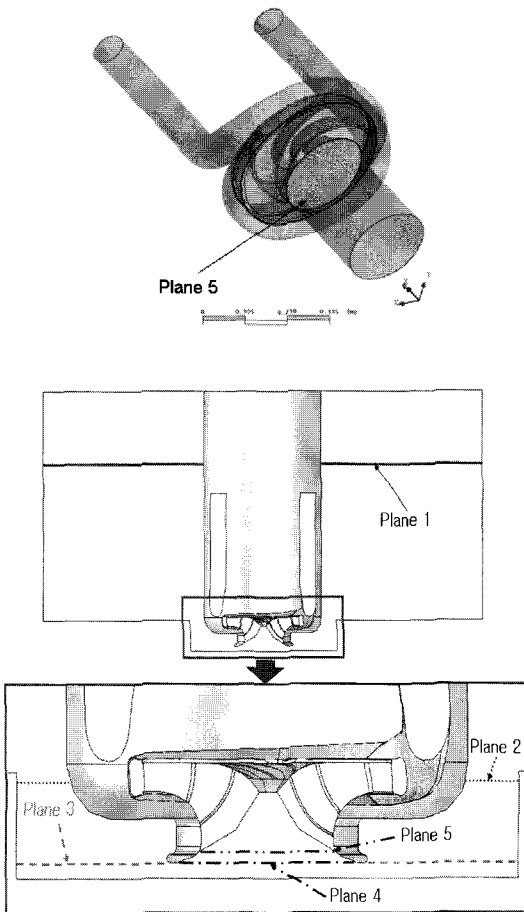


Fig. 5 Position of each Plane

3. 수치 해석 결과

해석 결과 분석을 위하여 Fig. 5와 같이 구간에 따른 단면(Plane)을 생성하였다. 여기서 Plane 1은 외부 탱크의 수면 근처의 유동 단면이며 Plane 2는 흡수정으로 유동이 흘러들어가는 지점에서의 펌프 케이싱 외부 유동 단면을 나타낸다. Plane 3은 펌프입구부가 시작되는 지점에서의 펌프 케이싱 외부의 유동 단면을 나타내며 반대로 Plane 4는 펌프의 입구부가 시작되는 지점에서의 펌프 케이싱 내부의 유동 단면을 나타낸다. 마지막으로 Plane 5는 펌프의 입구부로 흘러간 유동이 임펠러 날개로 유입이 시작되는 유동 단면을 나타내고 있다.

3.1. 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격에 따른 펌프성능

Figure. 6은 모델 1과 모델 2의 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격에 따른 전수두량을 비교한 그래프이다. 그림에서 볼 수 있듯이 펌프 전체 시스템을 수치 해석한 모델 2의 전수두량이 임펠러와 볼루트 만을 수치 해석한 모델 1의 전수두량에 비해 작은 결과 값을 나타내고 있으며 이러한 수두 손실은 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격이 줄어들수록 증가하는 것을 볼 수 있다. 특히 15mm의 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격까지는 수두 손실량이 크지 않지만 15mm 간격 이하 즉, 10 mm 간격에서 수두 손실량이 급격히 증가하며 5 mm의 간격에서는 매우 큰 수두 손실이 발생하는 것을 확인할 수 있다.

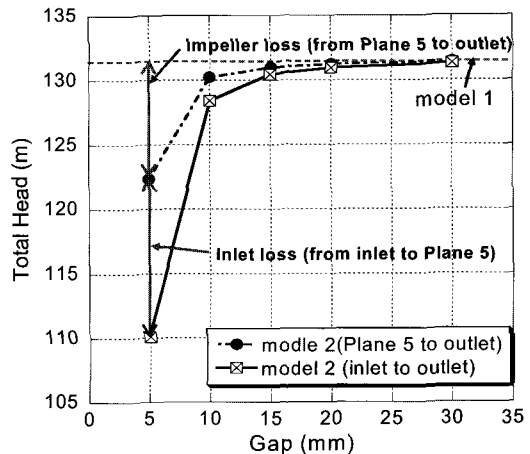


Fig. 6 Comparison of total head rise between model 1 and model 2

이러한 수두 손실이 발생하는 원인으로, 외부 유로에 따른 흡입 손실과 임펠러 입구부에서의 불균일한 유동의 유입으로 인한 임펠러의 성능 저하에 따른 것으로 분리하여 살펴볼 수 있다. 각각의 원인에 따른 수두 손실량을 알아보기 위해 Fig. 6의 모델 2에 대한 전수두량 결과를 측정 구간에 따라 2가지로 나타내었다. 그림에서 실선은 입구부에서 출구부까지의 전수두량 결과로써, 점선으로 표시된 모델 1의 전수두량 결과와의 차이는 입구부에서 출구부까지의 총 수두 손실량을 나타낸다. 일점쇄선은 임펠러 입구부(Plane 5)에서 출구부(Outlet)까지의 전수두량 결과로써 모델 1의 전수두량 결과(점선)와의 차이는 임펠러 성능 저하에 따른 수두 손실량을 의미하며, 입구부에서 출구부까지의 전수두량 결과(실선)와의 차이는 외부 유로에 따른 흡입 손실량으로 구분할 수 있다. 예를 들어, 간격 5mm의 경우 모델 1과 비교한 전체 수두 손실의 차이는 약 21m이며, 이 중에서 임펠러 입구부까지의 손실은 12m로 전체 수두 손실 차이의 57.14%이고, 유동불균일에 의한 임펠러 및 볼루트 내부손실은 9m로 전체 수두 손실 차이의 42.86%를 차지하고 있다.

추가적으로 펌프 입구부와 흡수정 사이간격에 따른 펌프의 효율은 30mm 간격의 경우 약 88%, 5mm 간격에서는 약 71%로 수두 손실이 증가함에 따라 효율이 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

3.1.1 외부 유로에 따른 흡입 손실

보다 자세한 외부 유로의 영향에 따른 수두 손실량을 알아보기 위하여 Fig. 7과 같이 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격에 따른 각 유동 단면에서의 수두 손실량을 나타내었다. 결과에서 볼 수 있듯이 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격이 작아질수록 외부 유로에 의한 수두 손실은 증가하는 것을 확인할 수 있으며 대부분의 수두 손실이 흡수정과 펌프 입구의 벨마우스의 간격에 의한 유로 구간(Fig. 5의 Plane 3 → Plane 5)에서 발생하는 것을 확인할 수 있다.

외부 유로의 영향에 따른 수두 손실이 발생하는 원인을 분석하기 위하여 Fig. 8과 같이 대부분의 수두 손실이 발생하는 흡수정과 펌프 입구의 벨마우스의 간격에 의한 유로 구간에서의 압력 분포를 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 수두 손실이 작은 30mm의 간격의 경우 흡수정과 펌프 입구의 벨마우스의 간격에 의한 유로 구간에서 비교적 균일한 압력 분포를 보인

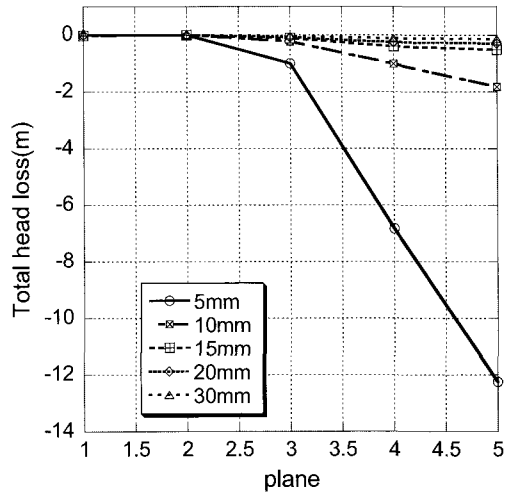


Fig. 7 Comparison of total head losses through the Plane

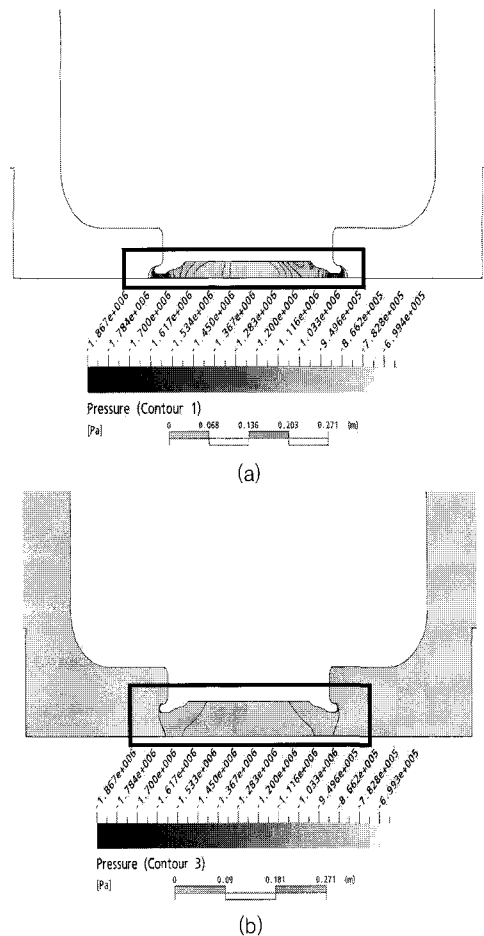


Fig. 8 Pressure contours ((a) 5mm, (b) 30mm)

다. 반면에 수두 손실이 매우 큰 5mm의 간격의 경우 흡수정과 펌프 입구의 벨마우스의 간격에 의한 유로 구간에서 매우 불균일한 압력 분포를 확인할 수 있다. Fig. 8의 결과와 같은 유동 불균일성의 원인은 펌프 외형과 흡수정 사이의 유동이 매우 복잡한 난류유동을 나타내기 때문이며, 이러한 유동의 불균일성으로 인하여 수두 손실이 발생하는 것으로 판단된다.

또한 외부 유로에서의 불균일한 유동은 임펠러 입구부로 유입되어 임펠러 성능 저하에 영향을 미치게 된다.

3.1.2 펌프 임펠러의 성능 저하에 따른 수두 손실

임펠러 성능 저하에 따른 수두 손실이 발생하는 원인을 분석하기 위해 Plane 5 즉, 임펠러 입구부에서의 유동 특성을 Fig. 9와 같이 속도 분포로 나타내었다. 결과에서 볼 수 있듯이 Plane 5에서의 속도 분포가 모델 1의 경우 균일한 분포를 보이지만 모델 2는 모델 1에 비하여 균일하지 못한 속도 분포를 나타내고 있다.

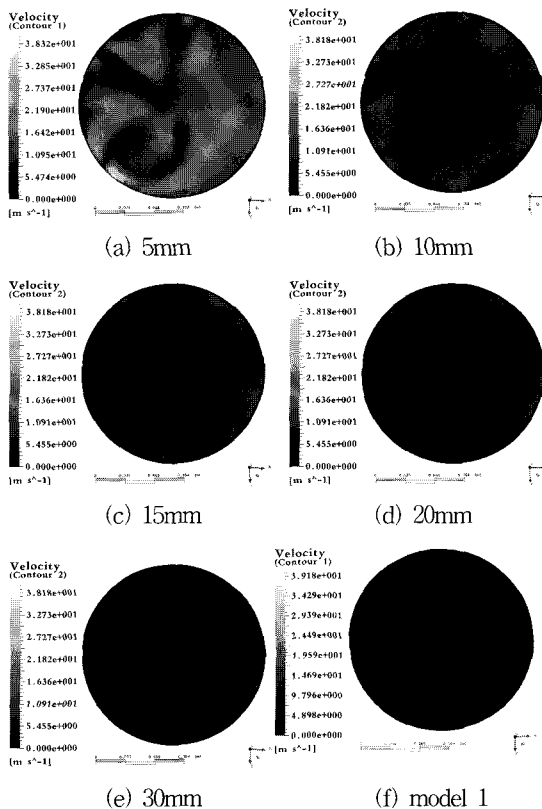


Fig. 9 Comparison of velocity contours at Plane 5

특히 펌프의 입구부와 흡수정의 간격이 작아짐에 따라 이러한 불균일성이 증가하는 것을 확인할 수 있으며 수두 손실이 급격히 증가하는 5mm와 10mm의 사이 간격에서는 유동이 매우 불균일한 것을 볼 수 있다.

Figure. 10은 Plane 5에서 원점을 통과하는 선 구간 (Line 1)에 대한 속도 분포를 나타낸 그래프이다. Fig. 10의 결과 역시 Fig. 9의 결과와 마찬가지로 모델 1의 경우 전 영역에서 거의 균일한 속도 분포를 보이고 있으나 모델 2의 경우에는 구간에 따른 속도 분포가 균일하지 못한 것을 확인할 수 있으며 수두 손실이 급격하게 증가하는 5mm, 10mm 간격에서 속도 분포의 불균일성이 매우 큰 것을 볼 수 있다.

Figure. 9, Fig. 10 결과를 통하여 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격에 따른 임펠러 입구부에서의 유동의 불균일도가 커짐에 따라 수두 손실이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그에 따라 임펠러 입구부에서 유입되는 불균일한 유동으로 인한 임펠러 성능이 저하의 영향으로 수두 손실이 발생하는 것으로 판단된다.

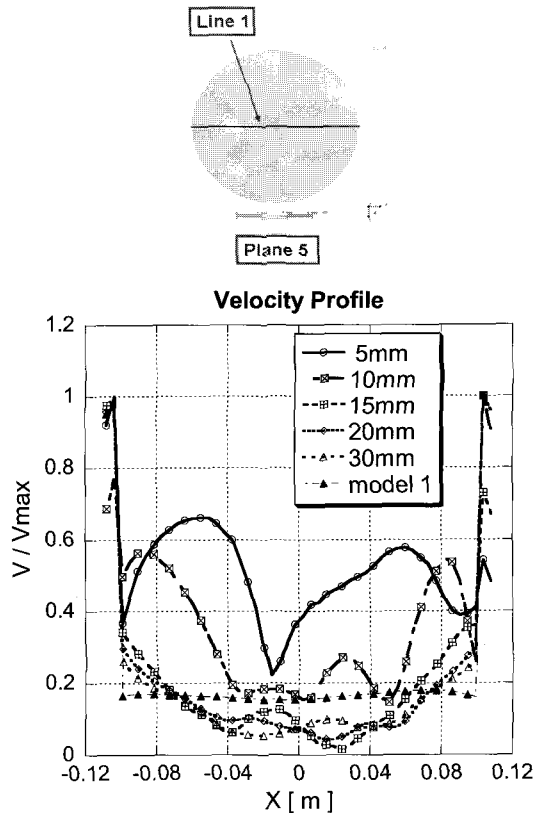


Fig. 10 Comparison of velocity profiles in a fixed line at Plane 5

Figure. 11은 CFX의 iso-surface 기능을 사용하여 흡수정에서 발생된 저압부의 흐름을 표현한 것으로 펌프의 전체 시스템에 대하여 수치 해석을 수행한 모델 2에서의 펌프 입구부와 흡수정 사이 5mm 간격에 대한 결과이며 흡수정 바닥면에서 발생된 저압부가 펌프의 입구부로 흡입되어 임펠러로 유입되는 것을 볼 수 있다. 그림으로 나타내지는 않았지만 간격이 10mm 이상이 되는 경우에는 흡수정에서 발생된 저압부가 펌프로 유입되는 현상이 발견되지 않았다.

그에 따라 5mm의 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격에 경우 저압부의 생성 및 흡입에 따른 영향으로 다른 사이 간격에 비하여 높은 수두 손실이 발생하는 것으로 사료된다.

하지만 이러한 저압영역의 발생은 펌프의 흡입성능(캐비테이션 특성)이나, sump 특성과도 연관된다. 본 연구에서는 정상상태 해석을 수행하여 결과를 분석하였지만, 실제로 저압 영역의 유입은 시간에 따라 생성과 소멸이 반복되는 비정상 특성을 가질 것으로 예상되므로 보다 정확한 결과 분석을 위해서는 비정상상태의 해석이 요구되어진다.

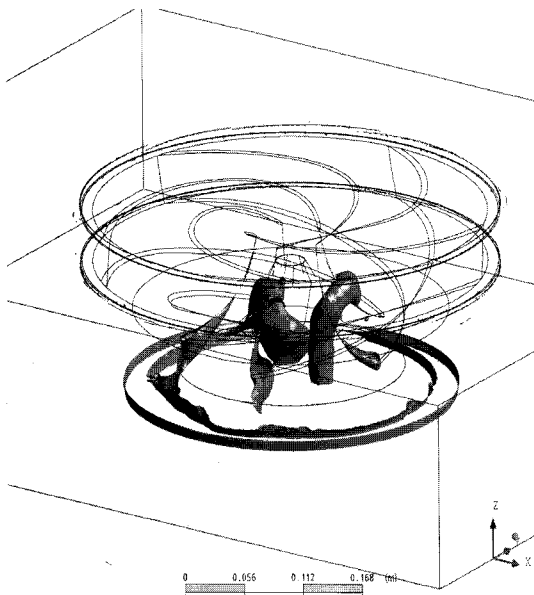


Fig. 11 Low pressure iso-surface region (model 2, 5mm gap)

4. 결론

본 연구를 통하여 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격이 수중 카고 펌프의 성능에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였으며 결과는 다음과 같다.

- (1) 펌프 전체 시스템을 수치 해석한 모델 2의 결과값이 임펠러 불루트 만을 단순화한 모델 1에 비하여 작은 전수두량의 결과를 보였다.
- (2) 모델 2의 경우 펌프 입구부와 흡수정 사이 간격이 작아질수록 수두 손실이 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 외부 유로에 따른 손실과 유동의 불균일성 등 이상 유동에 의한 펌프 성능 저하에 따른 손실의 영향으로 판단된다.
- (3) 본 연구 대상 수중 카고 펌프에 대한 정상상태 해석의 경우 15mm의 사이 간격까지는 수두 손실의 증가가 크지 않았지만 10mm의 간격부터는 수두 손실이 급격히 증가하여 5mm의 간격에서는 매우 큰 수두 손실이 발생함을 확인하였다.
- (4) 보다 정밀한 성능특성을 알기 위해서는 추가적으로 입구부 형상에 따른 캐비테이션 특성 및 sump 특성에 의한 펌프 성능변화에 대한 비정상상태 해석이 요구되어진다.

후 기

본 연구는 부품·소재 기술 개발 사업 “Submerged Cargo Pump Module 개발” 연구의 일환으로 진행되었으며 이에 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) “Development of submerged cargo pump module,” 2007, Annual report, Components and materials technology development program.
- (2) Choi, Y. S., Lee, Y. K., Hong, S. S. and Kang, S. Y., 2001, “Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code,” Journal of Fluid Machinery, Vol. 4, No. 1, pp. 38~45.
- (3) Menter, F.R., 1993, “Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows,” AIAA, 93-2906. pp. 789~792.