

불균일 입구유동을 갖는 SMART MCP 임펠러의
수력학적 성능과 구조적 건전성 평가

Assessment of Hydrodynamic Performance and Structural Integrity of
SMART MCP Impeller under a Non-Uniform Inlet Flow

김민환, 김종인, 허형, 박진석, 김주평

한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

굽어진 흡입구 뒤에 위치한 일체형원자로 SMART 냉각재순환펌프 임펠러의 수력학적 성능과 구조적 건전성을 평가하기 위하여 유동해석과 구조해석을 수행하였다. 유동해석은 FLUENT를, 구조해석은 I-DEAS를 사용하였다. 유동의 박리현상은 관찰되지 않았으나 임펠러로 접근하는 비균일 유동이 발생하였다. 비균일 입구유동은 균일 입구유동을 가정한 경우보다 4%의 낮은 양정을 나타내었다. 비균일 입구유동은 임펠러 블레이드에 주기적인 압력 진동을 발생시키기 때문에 정적하중과 피로하중에 의한 응력평가를 수행하였다. 해석결과를 재료의 허용응력과 피로한계응력과 비교함으로써 임펠러의 구조적 건전성을 확인하였다.

Abstract

Fluid dynamic and structural analysis were performed to assess the hydrodynamic performance and the structural integrity of the SMART MCP Impeller located behind a curved suction part. FLUENT was used for the fluid dynamic analysis and I-DEAS for the structural analysis. No flow separation phenomenon was occurred but non-uniform flow approaching to the impeller was observed. The non-uniform inlet flow induced 4% lower head than the case of uniform inlet flow assumption. Because the non-uniform flow gives rise to periodic pressure oscillation on the impeller blade, stress analysis was conducted for static load and fatigue load. The structural integrity of the impeller was verified by comparing the results with the allowable stresses and the fatigue limits of the impeller material.

1. 서론

일체형원자로 SMART의 냉각재순환펌프(MCP)는 축류형 펌프(axial type pump)로서 원자로집합체의 상단에 수직으로 설치되어 노심에서 가열된 물을 증기발생기로 순환시켜주는 역할을 수행한다^[1]. 특히 요구되는 유량(flow rate)과 양정(head)을 생성하는 임펠러의 역할은 중요하다. 임펠러는 유입되는 입구유동이 균일(uniform)하다는 가정 하에 설계된다. 하지만 굴곡부를 갖게되는

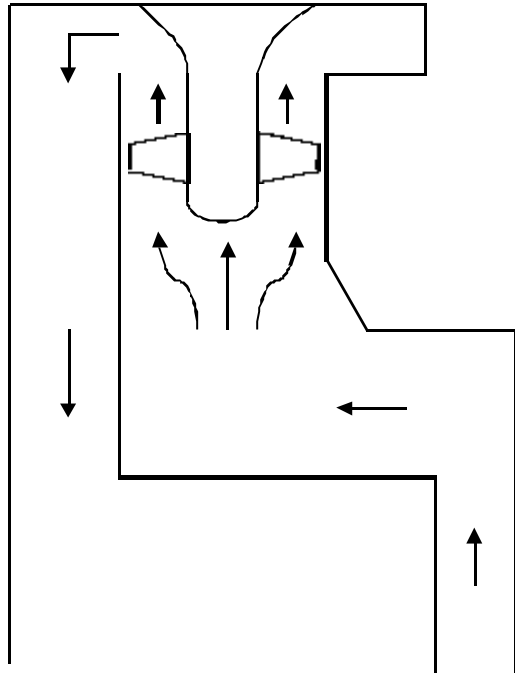


그림 1 임펠러 주위의 냉각수 순환경로

펠러에 작용하는 압력을 계산하였으며 주어진 압력 하에서 I-DEAS^[40]를 이용한 강도해석을 수행하고 임펠러의 구조적 건전성을 평가하였다.

2 임펠러 유동해석

SMART MCP용 임펠러를 2차원 캐스캐이드(cascade)의 가정 하에서 이론식과 실험식을 이용하여 설계하고 2차원 평면에 설계된 임펠러를 I-DEAS CAD/CAM 소프트웨어를 이용하여 3차원 모형으로 구현하는 절차가 개발되었다^[6]. 또한 I-DEAS에서 형상설계된 임펠러의 수력학적 특성을 분석하기 위하여 FLUENT 유동해석용 소프트웨어를 이용하여 3차원 모형을 이용하여 임펠러 내부유동을 해석할 수 있는 절차도 개발되었다^[7].

본 연구에서는 임펠러의 흡입구와 회전하는 임펠러를 함께 해석하였다. 균일유동을 가정하고 임펠러 영역만 해석한 경우와 굽어진 흡입구를 고려하여 해석한 경우를 비교하여 굽어진 흡입구가 임펠러의 수력학적 특성에 어떤 변화를 주는지 분석하였다.

2.1 지배방정식(Governing equations)

임펠러와 같은 회전체를 포함한 유동은 근본적으로 비정상(unsteady) 계산이 필요하지만 좌표계를 임펠러 밖에 위치한 관성(inertial) 좌표계가 아닌 임펠러와 같이 회전하는 축에 위치한 회전(rotational) 좌표계로 설정하면 경계조건은 임펠러를 둘러싸고 있는 관로가 회전하는 것으로 바뀌어 시간에 따른 경계조건의 변화가 없기 때문에 정상상태로 해석이 가능하게 된다. 본 연구에서는 계산영역을 직관로 내에서 회전하는 임펠러 영역과 굽어진 흡입구 영역으로 나누고 흡입구 영역은 관성 좌표계, 임펠러 영역은 회전 좌표계로 해석하였다. 관성 좌표계와 회전 좌표계를 지배하는 방정식은 다음과 같다.

유동의 속도분포는 직관에서의 속도분포와 많은 차이를 보이게 된다. 또한 굴곡부에 의해 교란된 속도분포는 관로의 직경을 d 라고 했을 때 굴곡부에서 $10d$ 이상 떨어진 후에야 원래 속도분포를 회복하게 된다. 따라서 펌프 임펠러는 굴곡부에서 충분히 떨어진 곳에 설치하는 것이 일반적이다^[42].

일체형원자로는 그 특성상 1차 계통에 배관 없이 노심 주위의 환형공간을 통하여 냉각재가 순환하도록 설계되어있다. 그림 1에 임펠러 주위의 냉각수 순환경로를 표시하였다. 임펠러가 설치되는 곳의 유로는 다른 기기들에 의해 공간이 제한받기 때문에 임펠러의 흡입구에 굴곡부가 존재한다. 따라서 임펠러 설계에서 가정한 균일한 속도분포를 기대하기 어렵다.

본 연구에서는 MCP 임펠러의 흡입구에 굴곡이 존재할 때, 균일 입구유동을 가정하고 설계된 임펠러의 성능과 구조적 건전성을 평가하였다. 임펠러의 수력학적 성능을 평가하기 위하여 임펠러의 흡입구를 포함한 임펠러 내부유동을 FLUENT^[3]로 해석하였다. 해석된 결과로부터 임

관성 좌표계 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad \text{: 연속방정식} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \hat{\boldsymbol{\tau}}_{ij} \quad \text{: 운동량방정식} \quad (2)$$

회전 좌표계 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}_r) = 0 \quad \text{: 연속방정식} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}_r \mathbf{V}) + \Omega \times \mathbf{V} = -\nabla p + \nabla \cdot \hat{\boldsymbol{\tau}}_{ij} \quad \text{: 운동량방정식} \quad (4)$$

여기서 \mathbf{V} 는 관성좌표계에서의 속도이며 p, ρ 와 $\hat{\boldsymbol{\tau}}_{ij}$ 는 각각 압력, 밀도, 점성응력 텐서를 나타낸다. 관성좌표계와 회전좌표계와의 속도관계는

$$\mathbf{V}_r = \mathbf{V} - \Omega \times \mathbf{r} \quad (5)$$

여기서 Ω 는 회전하는 각속도, \mathbf{r} 은 위치벡터이고 \mathbf{V}_r 는 회전하는 좌표계에서 측정된 속도로 상대속도라고 불린다.

임펠러 내부유동은 대부분이 난류로 존재하며 이를 위하여 난류모형의 도입을 요구한다. 하지만 임펠러와 같이 회전하는 유체기계의 난류유동을 제대로 모사할 수 있는 난류모델은 알려진 바 없다. 따라서 본 연구에서는 보편적으로 많이 사용되는 표준 k- ϵ 난류모형^[8]을 사용하였다.

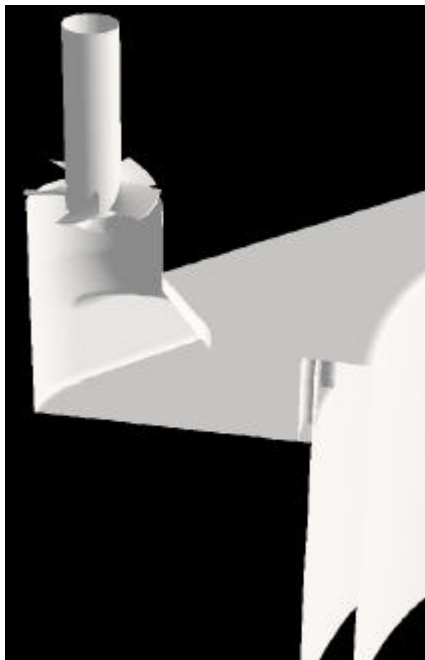


그림 2 흡입구와 임펠러의 계산영역

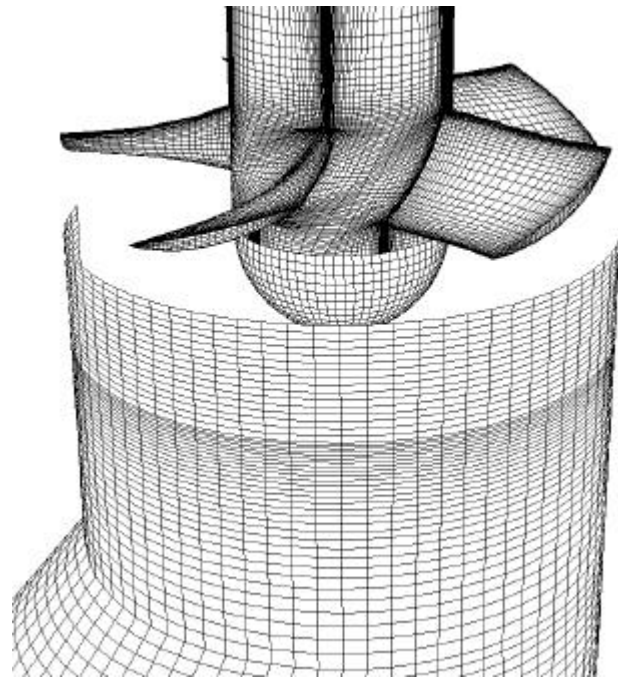


그림 3 유동해석에 사용된 격자계

2.2 격자계(Grid System)

흡입구와 임펠러의 계산영역을 그림 2에 나타내었다. 흡입구는 대칭(symmetric)조건이 적용 가능하도록 구성하였으며 환형공간을 통하여 유입된 물이 회전하는 임펠러로 유입되기 직전까지의 영역이다. 임펠러 영역은 임펠러가 부착되는 축이 존재하는 직관로 영역으로 회전방향으로 periodic 형상을 갖기 때문에 periodic 조건이 적용 가능하도록 구성하였다^[6]. 복잡한 임펠러 영역에 대한 형상은 I-DEAS에서 완성된 3차원 모형을 이용하여 구성한 후, I-DEAS universal file을 이용하여 격자생성 소프트웨어인 GAMBIT으로 전달하였다.

본 계산에 사용된 격자계가 그림 3에 나타나 있다. 계산영역이 복잡한 형상을 갖고 있을 경우에 격자생성의 용이성 때문에 사면체(tetrahedron) 격자가 흔히 사용된다. 하지만 사면체 격자는 점성효과가 지배적인 유동을 해석하기에는 많은 격자점을 필요로 하기 때문에 상당히 비효율적이다. 본 연구의 대상문제와 같이 굽어진 흡입구와 회전하는 임펠러를 갖는 유동은 점성효과를 무시할 수 없기 때문에 점성해석에 좋은 육면체 격자를 이용하여 격자를 구성하였다. 사용된 총 육면체 수는 301,692개이고 격자점(node) 수는 32,832개이다.

2.3 해석 및 결과

SMART에 사용된 냉각재는 물이며 정상상태의 운전조건은 14.7MPa, 305°C이고 물의 밀도는 714.35kg/m³이다. 정상상태에서 임펠러는 회전수 3492rpm에서 작동한다.

임펠러 영역은 회전좌표계를 이용하였고 periodic조건을 적용하였다. 흡입구 영역은 관성좌표계를 사용하고 대칭조건을 사용하였다. 흡입구 영역의 입구조건은 주어진 유량으로부터 얻어진 유속이 일정하게 유입된다고 가정하였다. 고정된 흡입구 영역과 회전하고 있는 임펠러 영역 사이에 존재하는 경계면의 조건은 유동이 서로에 대하여 정상상태라고 가정하고 혼합평면법(mixing plane method)^[10]를 사용하였다. 이 방법은 혼합평면이 흡입구 영역의 출구와 임펠러 영역의 입구 사이에 존재하며 이 평면을 통하여 서로간의 유동정보를 교환한다고 가정한 것이다. 혼합과정은 원주방향의 면적평균을 통해 이루어지고 질량과 운동량이 보존되게 된다. 흡입구 영역의 출구조건은 압력만이 임펠러의 입구에서 계산된 정압(static pressure) 분포를 이용하여 결정되며 나머지 변수는 내부에서 외삽(extrapolation) 된다. 임펠러의 입구조건은 흡입구 영역의 출구에서 계산된 값들을 이용한다. 임펠러 출구에서 압력 경계조건은 단순반경평형식(simplified radial equilibrium equation)을 사용하였다. 단순반경평형이란 출구면에서 회전축으로부터 일정한 반경거리에 위치한 곳의 정압은 완전한 유동 혼합이 이루어져 회전방향으로 일정한 값을 갖는 것으로 가정한 것이다. 따라서 반경방향의 정압분포는 어떤 반경위치에서의 정압을 현재 계산조건에서 주어진 값으로 가정하고 이로부터 다른 반경위치에서는 반경방향의 모멘텀 평형을 가정하여 아래 식에서 계산하게 된다.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{v_{\theta}^2}{r} \quad (6)$$

그림 4는 임펠러 흡입구 영역의 대칭면에서 z-방향의 속도분포를 나타내고 있다. 흡입구가 굽어진 형태지만 단면적이 좁아지는 수축관 형태를 갖고 있기 때문에 일반적인 곡관(curved pipe)에서 나타나는 굴곡부에 의한 유동의 박리(separation)는 보이지 않고 있다. 굽어진 수축로를 지나면서 유동이 빠른 속도로 가속되고 있는 것을 속도크기로부터 알 수 있다. 흡입구 영역의 입구속도가 1.2 m/sec 인데 반하여 출구속도는 최고치가 12 m/sec로 거의 10배에 달한다. 이런 급격한 가속 때문에 일반적인 곡관의 굴곡부에서 발생하는 유동의 박리현상을 초래하지 않는 것으로 추측된다. 비록 굴곡부를 지나면서 유동의 박리가 일어나지 않으나 흐름의 가속과 원심력에 의해 임펠러에

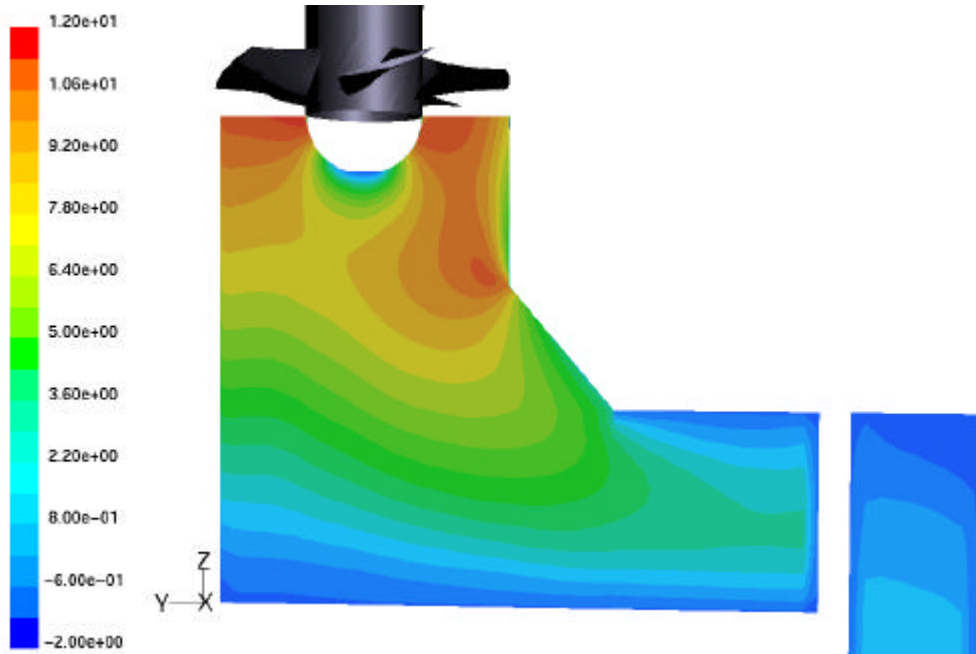


그림 4 임펠러 흡입구 영역의 z-방향 속도분포(단위:m/sec)

유입되는 유동의 대칭성이 깨어지고 있음을 확인할 수 있다.

그림 5는 임펠러 블레이드에 작용하는 압력분포를 보이고 있다. (a)는 흡입구와 함께 해석한 경우이고 (b)는 흡입구 없이 균일 입구유동을 가정한 경우를 나타내고 있다. 두 경우의 압력분포가 팁(tip) 영역을 제외하고 거의 비슷한 형태를 보이고 있다. (b)의 경우가 팁에서 더 낮은 압력을 나타내는데 그 이유는 균일 입구유동을 가정함으로써 경계층이 충분히 발달한 (a)의 경우보다 팁으로 유입되는 속도가 크게 되고 블레이드의 흡입면(suction surface)과 압력면(pressure surface)

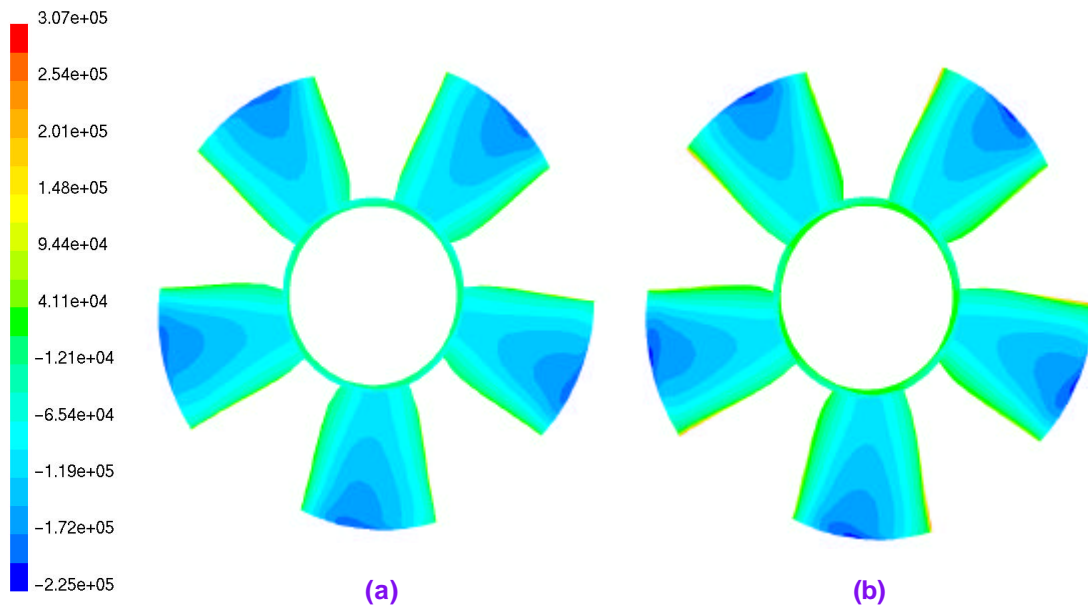


그림 5 임펠러 흡입면(suction surface)의 등압력분포

사이의 압력차가 더 증가한다. 증가된 압력차는 팁 간격을 통한 와류(vortex) roll-up의 강도를 증가시켜 팁 와류가 존재하는 곳에 더 낮은 압력을 갖게 한다. 임펠러가 생성하는 양정은 임펠러 블레이드에서 생성되는 압력차에 의존하는데 그림 5에서 유추할 때 균일유동이 흡입될 경우와 거의 같은 양정이 생성될 것으로 예상된다.

임펠러가 생성하는 양정은 임펠러 입구와 출구에서 전압력(total pressure)의 평균값의 차이로부터 다음 식으로 확인한다.

$$H = \frac{\Delta p_{total}}{\rho g} \quad (7)$$

계산된 결과에 따르면 흡입구를 고려한 경우의 양정은 균일 입구속도를 가정한 경우에 얻어진 양정보다 4% 정도 낮은 양정을 생성하였다. 따라서 앞서 기술한 혼합평면법에 포함된 오차를 고려할 때 4%의 차이는 임펠러의 수력학적 성능에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 생각된다.

3. 임펠러 강도해석

3.1 임펠러에 작용하는 압력계산

그림 6은 임펠러 입구에서 속도크기 분포를 나타내고 있다. 그림에서 보여진 바와 같이 임펠러에 유입되는 속도가 회전 방향으로 비대칭적인 형태를 보이고 있다. 본 유동해석에서 도입된 혼합평면법은 회전방향으로 평균된 값이 입구속도로 주어지는 정상상태의 결과만 얻게 한다. 하지만 실제현상은 비정상이어서 임펠러가 회전하면서 그림에 나타난 속도분포에 의해 주기적인 압력 변화가 임펠러 표면에 작용할 것으로 기대된다. 이 압력변화는 임펠러에 주기적인 압력진동을 유발하기 때문에 임펠러의 구조적인 건전성을 평가할 필요가 있다. 본 연구에서는 임펠러에 최대압력이 작용할 경우 정하중에 대한 응력 평가와 더불어 압력진동에 따른 피로응력 평가를 수행하였다.

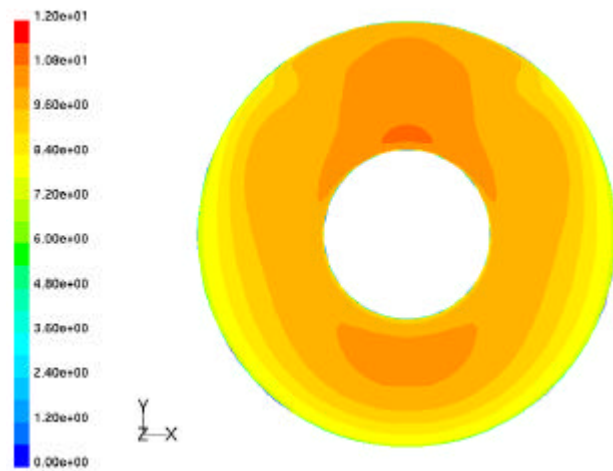


그림 6 임펠러 입구에서 속도크기 분포(단위: m/s)

이 압력변화는 임펠러에 주기적인 압력진동을 유발하기 때문에 임펠러의 구조적인 건전성을 평가할 필요가 있다. 본 연구에서는 임펠러에 최대압력이 작용할 경우 정하중에 대한 응력 평가와 더불어 압력진동에 따른 피로응력 평가를 수행하였다.

FLUENT에 의한 계산결과는 정상상태의 압력분포만 제공하기 때문에 주기적인 압력분포의 변화를 따로 계산할 필요가 있다. 강도해석을 위해 필요한 값은 정하중 해석과 피로 해석을 위해 요구되는 임펠러에 작용하는 압력의 최대값과 최소값이다. 본 연구에서는 임펠러에 작용하는 압력을 다음과 같이 계산하였다.

먼저 FLUENT의 결과를 이용하여 임펠러 입구에서 최대속도 위치와 최저속도 위치를 정하여 각 위치에서 반경방향에 따른 속도분포를 결정한다. 임펠러의 설계값으로부터 입구속도 값이 존재하는 반경방향의 위치에서 임펠러의 단면형상(그림 7)을 결정짓는 설치각 ξ , 입구각 β_1' , 출구각 β_2' , 캠버각 θ , 코드길이 l , 피치 t 등을 구한다. 단면형상이 결정되면 유동해석에서 구한 축방향 속도 V_x 를 이용하여 다음 식으로 입사각 i 를 결정한다.

$$i = \beta_1 - \beta_1' \quad \text{where} \quad \beta_1 = \tan^{-1} U/V_x \quad (8)$$

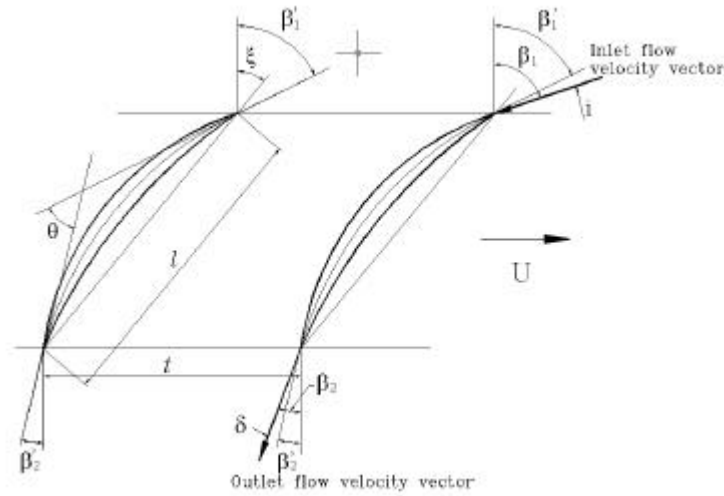


그림 7 임펠러 블레이드의 형상

입사각과 단면형상이 주어지면 실험 값으로부터 편향각 δ 를 구할 수 있다^[6]. 편향각을 이용하여 출구 유동각 $\beta_2 (= \beta_2' + \delta)$ 가 결정되고 평균유동각 β_m 이 (9)식으로 구해지며 평균유동각과 코드선이 이루는 받음각 α 를 (10)식에서 결정한다.

$$\beta_m = \tan^{-1}[(\tan \beta_1 + \tan \beta_2)/2] \quad (9)$$

$$\alpha = \theta/2 + \beta_m - \beta_1' \quad (10)$$

본 연구에 사용된 임펠러의 단면형상은 DCA(double circular airfoil) 형상이며 DCA 형상의 에어포일(airfoil)에 대한 양력계수는 다음 식으로 구해진다.

$$C_L = 2\pi \sin(\alpha + \theta/4) \quad (11)$$

따라서 양력계수를 이용하여 각 반경에서 작용하는 압력을 계산할 수 있다.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho C_L V_\infty^2 \quad \text{where} \quad V_\infty = \frac{V_*}{\cos \beta_m} \quad (12)$$

표 1은 블레이드에 작용하는 압력분포를 무차원된 반경위치에 따라 구한 값을 나타내고 있다. 여기서 R_o 는 임펠러의 바깥 반경을 나타낸다. 하첨자 min은 속도가 작은 위치에서 구한 압력이고 max는 속도가 큰 위치에서 구한 압력을 의미한다. 분규일한 속도 분포로 발생되는 압력 진동의 폭은 약 17.9kPa 정도이다.

3.2 응력해석

임펠러의 응력해석은 I-DEAS로 형상설계된 3차원 모형을 이용하여 유한요소 해석 모델링을 수행하였다. 임펠러의 유한요소모델은 I-DEAS의 Free Mesh 기능을 이용하여 이산화 작업을 수행하였다. 사용된 요소는 각진 날개와 둥근 몸체에 적용이 쉬운 10개의 결점을 갖는 사면체 곡면요

소(parabolic 3D solid element)를 사용하였으며 모델에 사용된 요소개수는 8,363개, 결점의 수는 13,805개이다. 구속조건을 이용하여 임펠러 허브의 내경, 원주 및 모서리의 모든 자유도를 구속하였다. 하중조건은 유동해석으로 구한 압력 값을 임펠러에 작용하는 수력학적 힘으로 주었으며 회전에 의한 원심력도 고려하였다. 임펠러 응력해석에 대한 자세한 사항은 참고 문헌 [11]을 참고하기 바란다.

먼저 정하중에 의한 응력해석을 수행하였다. 임펠러의 평균압력의 최대값이 작용한다고 가정하고 임펠러의 두께비(t/c)를 변화시키며 평가하였다. 여기서 t 는 임펠러 단면의 최대 두께를 나타내고 c 는 코드의 길이를 의미한다. 허브에서 두께비를 0.12, 0.14, 0.16 및 0.18로 변화시키고 각 허브의 두께비에 대하여 팁의 두께비를 0.06, 0.08 및 0.1로 바꾸어 가면서 임펠러에 발생하는 최대응력을 구하였다.

그림 8은 두께비 변화에 따른 최대 응력값을 나타낸 것이다. SMART용 MCP에서 임펠러의 설계등급은 ASME Class 3로 분류된다. 임펠러의 재질은 SUS321로 ASME코드 Section III에 따르면 350℃에

서 Class 3에 대한 SUS321의 허용응력 σ_{allow} 은 110MPa이다. 그림 8의 응력해석 결과에 따르면 허브에서 두께비가 0.16 이상이면 임펠러는 정하중에 대하여 구조적으로 안정하다고 볼 수 있다.

임펠러에 작용하는 주기적인 동하중에 대한 피로해석을 위하여 표 1에서 구한 반경위치에 따른 압력의 최대값과 최소값에 대한 정하중 평가를 수행하였다. 수력학적인 견지에서 임펠러의 두께는 얇을수록 효율이 좋기 때문에 그림 8에서 안전한 것으로 평가된 두께비 중에서 가장 작은 값인 0.16을 허브에서 두께비로 고정하였다. 팁에서 두께비는 0.06, 0.08과 0.1로 바꾸며 각각에 대한 응력 평가를 수행하였다. 그림 9는 해석결과를 나타내고 있으며 이 결과를 피로파괴 해석의 입력자료로 사용하였다.

3등급 기기의 피로해석에 관한 내용은 ASME Section III의 ND3454.4에 '피로하중을 받는 액체

표 1 반경위치에 따른 압력분포(단위:Pa)

R/R ₀	ΔP_{min}	ΔP_{max}
0.4458	113,600	118,296
0.4962	113,263	119,497
0.5465	116,129	125,104
0.5969	121,709	132,735
0.6472	129,635	143,247
0.6976	140,213	156,994
0.7480	154,978	175,416
0.7984	173,826	198,337
0.8488	195,610	224,493
0.8992	221,133	253,878
0.9496	252,466	287,749
면적평균 값	150,486	168,309

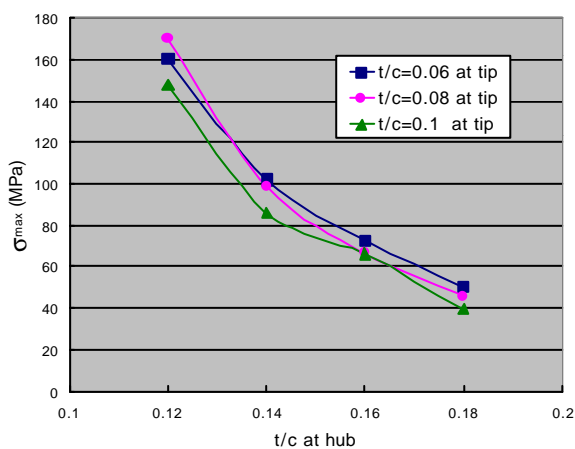


그림 8 정하중에 대한 응력평가

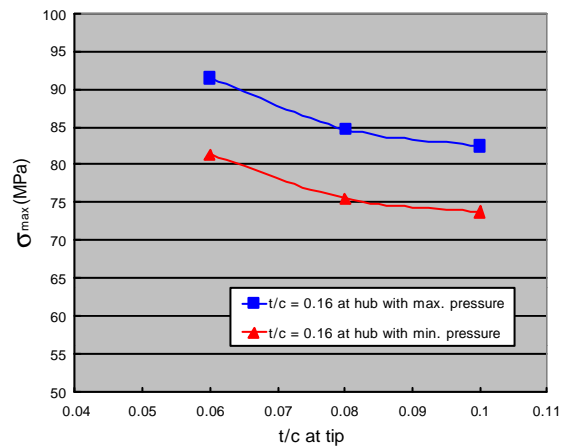


그림 9 주기적인 동하중을 위한 응력평가

실린더와 압력이 작용하는 볼트결합은 설계에 고려되어야 한다. 규정된 설계에 만족한다고 증명된 설계방법을 이용할 수 있다.'로 기술되어 있다. 따라서 임펠러의 피로해석은 가장 잘 알려진 교과서적인 방법을 사용한다. 임펠러의 수명을 15년으로 가정하면 불균일 입구유동에 의해 임펠러에 작용하는 총 하중 회수는

$$N = 60 \frac{\text{cycle}}{\text{sec}} \times 3600 \frac{\text{sec}}{\text{hour}} \times 24 \frac{\text{hour}}{\text{day}} \times 365 \frac{\text{day}}{\text{year}} \times 15 \frac{\text{year}}{\text{life}}$$

$$= 2.84 \times 10^{10} \frac{\text{cycle}}{\text{life}} \quad (12)$$

이다. ASME의 설계피로곡선에 따르면 $N = 10^{11}$ 보다 큰 경우에 피로한계응력 σ_{sm} 은 어떤 극한 값에 접근하고, 그 값은 극한응력 σ_u 의 21%에 해당한다. ASME코드 Section III에 따르면 Class 3, SUS321의 350°C에서 극한응력은 440MPa이고 항복응력 σ_y 는 120.6MPa이다. 따라서 피로한계응력은 92.4MPa이 되지만 이 값은 평균응력이 존재하지 않는 경우이다.

본 연구의 대상문제와 같이 평균응력이 존재하는 경우를 평가하기 위하여 가장 보수적인 방법인 Soderberg 방법을 이용하였다. 따라서 평균응력이 존재하는 경우의 피로한계응력 σ_a 는 다음 식으로 결정한다.

$$\sigma_a = \sigma_{sm} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_y} \right) \quad (13)$$

여기서 σ_m 은 평균응력을 나타낸다.

이러한 방법으로 구해진 불균일한 압력분포로 인해 임펠러에 발생하는 응력과 그에 대응하는 피로한계응력을 표 2에 나타내었다. 결과에 따르면 모든 경우에 있어서 임펠러에서 발생한 최대응력이 재료의 허용응력인 110MPa 보다 작다. 따라서 정적변형에 대하여 임펠러는 안전하다고 할 수 있다. 피로하중의 경우도 모든 경우에 대하여 교차응력(alternating stress, σ_{alt})이 평균응력이 존재할 경우의 피로한계응력 σ_a 보다 충분히 작다. 따라서 임펠러의 피로파괴는 일어나지 않는다고 가정해도 무방하다.

표 2 불균일한 압력분포로 인해 임펠러에 발생하는 응력과 대응하는 피로한계응력

Hub 두께비	Tip 두께비	임펠러의 최대응력(MPa)			교차응력 (σ_{alt} , MPa)	피로한계응력 (σ_a , MPa)
		최대압력 작용	최소압력 작용	평균		
0.16	0.06	91.5	81.4	86.45	5.05	26.53
	0.08	84.7	75.5	80.10	4.60	31.47
	0.1	82.5	73.8	78.15	4.35	32.98

4 결론

굽어진 흡입구의 영향으로 발생한 임펠러 입구유동의 불균일성이 임펠러의 수력학적 성능과 구조적인 건정성에 어떤 영향을 미치는지 조사하기 위하여 FLUENT를 이용하여 흡입구를 포함한 유동해석을 수행하였다. 유동해석 결과로부터 임펠러에 작용하는 압력변화를 구하여 I-DEAS에서

응력해석을 수행하였다.

임펠러의 성능을 저하시킬 수 있는 유동의 박리는 흡입구 단면의 수축으로 인한 유동의 가속으로 관찰되지 않았으나 유동의 가속과 회전에 의한 원심력 때문에 설계에서 가정한 임펠러 입구 유동의 균일성은 얻지 못하였다. 흡입구를 포함한 경우가 균일한 입구유동을 가정한 경우보다 4% 정도의 낮은 양정을 나타내었다. 계산과정에 포함된 오차를 고려할 때 흡입구의 존재로 인한 임펠러의 수력학적 성능의 변화는 작다고 할 수 있다.

응력해석은 정적하중과 피로하중을 평가하였다. 정적하중에 대한 결과는 발생가능한 최대응력이 임펠러 재질의 허용응력에 미치지 못하였다. 또한 불균일 유동으로 발생하는 주기적인 압력변화에 의한 피로하중에 대한 결과는 반복하중으로 발생하는 교차응력의 크기가 재료의 피로한계응력보다 충분히 작음을 알 수 있었다. 따라서 현재 설계된 임펠러 흡입구의 형상으로 유발되는 불균일한 속도분포에 의한 압력 변화에 대하여 임펠러는 정적변형과 피로파괴에 대하여 모두 안전함을 보여 주었다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

5 참고문헌

- [1] 박진석, 허형, 김종인, 구대현, "SMART 냉각재순환펌프 개념설계," '98 춘계 학술발표회 논문집(II), 한국원자력학회, pp. 995-990, 1998
- [2] A. J. Stepanoff, Centrifugal and Axial Flow Pump, John Wiley & Sons Inc., USA, 1957.
- [3] FLUENT 5 User's Guide, Fluent Inc., July, 1998.
- [4] I-DEAS Master series, Version 5.0, SDRC Korea
- [5] 김민환, 김종인, 박진석, 김용완, 김지호, "축류펌프 임펠러의 3차원 형상설계 기술개발," KAERI TR-1267, 1999.
- [6] 김민환, 김종인, 박진석, 김용완, 김지호, "I-DEAS 프로그램 파일을 이용한 축류펌프 임펠러의 3차원 형상설계 기법 개발," '98 I-DEAS User's conference, 1998.
- [7] 김민환, 박진석, 허형, 김종인, 장문희, "FLUENT를 이용한 축류펌프 임펠러의 3차원 유동해석," '99 춘계학술발표회 논문집, 한국원자력학회, 1999.
- [8] B. E. Launder and D. B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-298, 1974.
- [9] 김민환, 김종인, 박진석, 허형, 장문희, "축류펌프 임펠러의 3차원 유동해석 절차개발," KAERI TR-1353, 1999.
- [10] R. P. Dring and D. A. Spear, "The Effects of Wake Mixing on Compressor Aerodynamics," Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME, Vol. 113, pp. 600-607, 1991.
- [11] 유환동, 박진석, 김태완, 김용완, 김종인, "SMART 냉각재순환펌프 임펠러의 구조해석," '99 춘계학술발표회 논문집, 한국원자력학회, 1999.