



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 박 사 학 위 논 문

원심형 오일정화기에서의 유동 및
입자거동 특성



2015 년 2 월

부 경 대 학 교 대 학 원

에 너 지 시 스템 공 학 과

정 호 윤

공 학 박사 학 위 논 문

원심형 오일정화기에서의 유동 및 입자거동 특성

지도교수 이 연 원

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함.

2015 년 2 월

부 경 대 학 교 대 학 원

에 너 지 시 스템 공 학 과

정 호 윤

정호윤의 공학박사 학위논문을

인준함

2015 년 02월 27일

위원장 공학박사 이도형



위원 공학박사 이일영



위원 공학박사 도덕희



위원 공학박사 김경준



위원 공학박사 이연원



목 차

Abstract	iii
List of Tables	v
List of Figures	vi
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구목적 및 연구방법	7
제 2 장 이론 및 수치해석	8
2.1 난류 모델	8
2.2 Multiple Reference Frame(MRF) Method	12
2.3 원심정화기 이론	15
제 3 장 CFD에 의한 원심오일정화기의 성능해석	27
3.1 연구개요	27
3.2 해석모델 및 해석방법	30
3.3 해석 결과	36
3.4 결과 요약	41

제 4 장 여과효율 개선을 위한 Parametric Study ...	42
4.1 연구개요	42
4.2 Parametric Study	43
4.3 결과 요약	66
제 5 장 원심력 제어를 통한 여과효율 분석	68
5.1 연구개요	68
5.2 해석모델 및 연구방법	72
5.3 수치해석 결과	75
5.4 결과 요약	82
제 6 장 결론	83
참 고 문 헌	85
연구 업적	93

Characteristics of Fluid Flow and Physical Behavior of Particles in
Centrifugal Oil Purifier

Ho Yun Jung

Department of Energy System Engineering, The Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

The centrifugal oil purifier is used in ships for purifying the engine lubrication oil. The momentum needed for the rotation of the cylindrical chamber in this research is obtained by jet injections. The dust particles in the oil are separated by the centrifugal forces moving to the inner wall of the rotating cylindrical chamber body. The dust particles are eliminated when the particles are adsorbed onto the surface of the inner wall of the chamber body.

To improve the filtrating efficiency of the centrifugal oil purifier, we investigated the following research. First, the flow characteristics and the physical behaviours of particles in this centrifugal oil purifier have been investigated numerically and the filtration efficiencies have been evaluated along the various variables (particle size and density of the impurities, rotating speed of oil purifier). And, as a parametric study, It has been investigated the filtrating efficiency by change of inlet, outlet position and the number of blades to enhance rising current of flow. For the numerical calculations, SST $k-\omega$ turbulence model has been adopted. The MRF(Multiple Reference Frame) method has been introduced to consider the rotating effect of the flows. At the case under various variables, such as particle size, particle density and

rotating speed, the filtration efficiencies have been evaluated. The results are as follow. It has been verified that the filtration efficiency is increased with the increments of the particle size, the particle density and the rotating speed of the centrifugal oil purifier. And the 8 blade model shows the highest filtrating efficiency among three cases(4, 8, 12 blade model) along the all particle sizes. However, the differences of the efficiencies become small over the size 50 μm , which implies that the effects of the blade number to the efficiency is not seen any more over a certain number of blades.

The filtration efficiency under 20 μm is reported about 20 %(4 and 12 blade model cases). To improve this filtration efficiency under 20 μm , new research method is needed. The momentum for going to the outer wall decreases as the size of particles decreases. So, particles do not overcome the big pressure difference between the outer wall and axis. For decreasing the pressure difference, the new method we adopted is to control the centrifugal force by changing the mechanism of rotating system. We adopted three models which are fully rotating system (case 1), outer wall rotating system (case 2) and axis rotating system (case 3). As the result, It was found that centrifugal force is the key factor to control pressure differences between the outer wall and center axis. The pressure difference of case 1 is more 10 times higher than case 2 and case 3. Also, the filtration efficiency of case 2 and case 3 have about 2 times higher than case 1.

List of Tables

1.1 Wear rate of engine cylinder along the oil purifying type for various engine model	2
3.1 Inlet boundary condition for various rotating speed	35
5.1 Rotating conditions for control the centrifugal force	71
5.2 Physical properties of SAE 30 oil	74



List of Figures

1.1 Schematic diagram of circulation system of lubrication oil in marine diesel engine	4
2.1 Absolute coordinate system and rotating coordinate system	16
2.2 Centrifugal force acting two objects have different specific gravity	23
3.1 Schematic daigram of a centrifugal oil purifier and oil flow system	29
3.2 Computational domain of 8 blades model	31
3.3 Grid structure for numerical analysis	32
3.4 Filtration efficiency for the effects of particle size and density	37
3.5 Physical behavior of particles for various condition (3500 rpm, 50 μm particle size)	37
3.6 Filtration efficiency for the effects of particle size and rotating speed ...	39
3.7 Physical behavior of particles for various conditions	40
4.1 Analysis domain for simulation	44
4.2 Filtration efficiency comparison with simple model and full model	45
4.3 Physical behavior of particles for simplified model and full model along the particle density (8 blade model, 3500 rpm, particle size: 50 μm)	47

4.4 Analysis domain of 3 cases(4 blade, 8 blade, 12 blade models)	49
4.5 Numerical grid structure at 3 cases	50
4.6 Streamlines of flow field along the various blade models	51
4.7 Physical behavior of particles for the various models	54
4.8 Filtration efficiency distribution along the number of blades	56
4.9 Comparison of the fluid velocity distribution for the 3 case models	58
4.10 Analysis domain for simulation (changing the outlet position)	60
4.11 Filtration efficiency with original model and outlet position modified model along the particle size	61
4.12 Analysis domain according to the height of inlet position	64
4.13 Filtration efficiency along the heights of inlet position	65
5.1 Filtration efficiency for the various condition at the result of previous study	69
5.2 Analysis domain of three cases to control the centrifugal force	70
5.3 Analysis domain to control the centrifugal force	73
5.4 Grid system for analysis	73
5.5 Flow pattern and particle behavior at CASE 1	76

5.6 Flow pattern and particle behavior at CASE 2	77
5.7 Flow pattern and particle behavior at CASE 3	78
5.8 Pressure distribution at sectional plane along the case	80
5.9 The filtration efficiency estimation for the various rotating system condirions	81



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

세계적으로 환경과 에너지 문제가 대두되면서 선박에 탑재되는 제반 기계들의 납품 요건도 매우 엄격해 지고 있다. 따라서 환경 친화적인 요소, 에너지 저감 요소 등이 매우 중요한 이슈로 작용한다. 최근 선박의 대형화 추세에 따라 선박에 탑재되는 엔진과 발전기용 엔진이 점점 대형화 되어가고 있고, 이에 소비 유류 또한 증가추세이다. 특히 엔진의 마찰부에도 많은 윤활유가 소비되고 있고, 운전중에는 오일의 청정상태가 매우 중요하다. 오일 가격 상승으로 인하여 오일의 사용기간 연장에 대한 요구가 더욱 커지고 있고, 이는 각종 오일 정화기의 중요성 또한 증가하고 있다. 일반적으로 선박용 엔진에 사용되는 각종 오일을 정화하기 위하여 FO(Fuel Oil) Purifier, LO(Lubrication Oil) Purifier, System Oil Filter 등이 사용되고 있다. 본 연구는 선박용 엔진에 사용되는 윤활유의 오일정화기에 관한 것이다.

오일에 포함된 불순물을 제거하는 방법에는 필터에 의한 정화, 원심력을 이용한 정화, 그리고 분쇄방식에 의한 입자의 균질화 등으로 나눌 수 있다. 필터에 의한 방식은 필터의 망에 의하여 일정 크기 이상의 불순물이 통과하지 못하게 하는 것으로 고전적인 방법이다. 그러나 현재까지도 다른 전처리 과정과 병행하여 사용되고 있다. 원심

력에 의한 정화 방식은 분순물의 비중에 따라 원심력이 달리 적용되는 성질을 이용하여 정제한다. 분쇄방식(homogenizer)에 의한 방식은 입자를 균일화 하는 것이다. 윤활유의 정화방식에 따른 실제 적용된 결과를 비교하면 table 1.1에 나타내었다. 그 결과로 원심력에 의한 방식이 분쇄방식보다 약 4배, 필터방식 보다 약 2.5배의 효과가 있는 것으로 나타나고 있다.

Table 1.1 Wear rate of engine cylinder along the oil purifying type for various engine model
(ref. MAN B&W cargo ship engine) [1]

Engine Model	Power (BHP)	Purifying Type	Wear rate per 1,000 hours (mm)
8K 74EF	13,600	Homogenizer	0.33
8K 74EF	13,600	Centrifuge	0.08
8K 74EF	13,600	Element	0.22~0.29
650VT 2BF	4,000	Centrifuge	0.09
750VT BF	4,000	Element	0.22
6RD 76	9,600	Centrifuge	0.08

Figure 1에 윤활유의 순환시스템을 개략적으로 나타내었다. 현재 선박용 디젤 엔진에 사용되는 필터는 대부분 전유동필터(Full flow filter)이다. 이 필터는 비교적 큰 불순물을 포집할 수 있지만, 미세한 입자(sub-micron level)는 걸러내지 못하는 단점이 있다. 이러한 미세입자를 거르기 위해 필터타입 정화기의 pore 사이즈를 줄이게 되면, 압력강하가 커져 윤활유의 흐름을 방해하는 문제점이 발생한다. 이에 약 10%정도의 오일을 바이패스 하여 미세 불순물까지 여과할 수 있는 원심오일정화기를 전유동필터와 함께 사용하는 것이 보편화 되고 있다.

본 논문에 사용된 원심오일정화기는 제트 노즐에 의한 자가 구동 방식이다. 오일펌프에 의해 가압된 오일을 정화기의 중심부 중공 스피들(spindle)을 통하여 로터 드럼 내부로 유입된다. 유입된 고압의 오일은 회전하는 하부 로터의 노즐을 통해 분출하는 제트력에 의한 작용반작용 원리에 의해 일반적으로 약 2000~8000 rpm 이상으로 고속 회전하게 된다. 이 때 로터 드럼 내부에 머물고 있는 오일에 포함된 오염물질은 원심력에 의해 오일보다 비중이 큰 불순물은 로터 드럼 내부의 가장자리에 위치한 필터에 흡착하게 된다. 이렇게 흡착된 불순물 케이크는 일정한 두께로 쌓이게 되면 주기적으로 제거해주면 된다.

원심오일정화기는 선박 엔진 뿐만 아니라 중소형선박의 메인엔진, 산업분야별 자가발전용, 빌딩 및 아파트 등의 비상발전용, 방위산업 기관용, 굴삭기와 같은 중장비 등에 적용할 수 있으며, 뿐만 아니라

소형화할 경우 대형 디젤차량용으로 확대 적용할 수 있다.

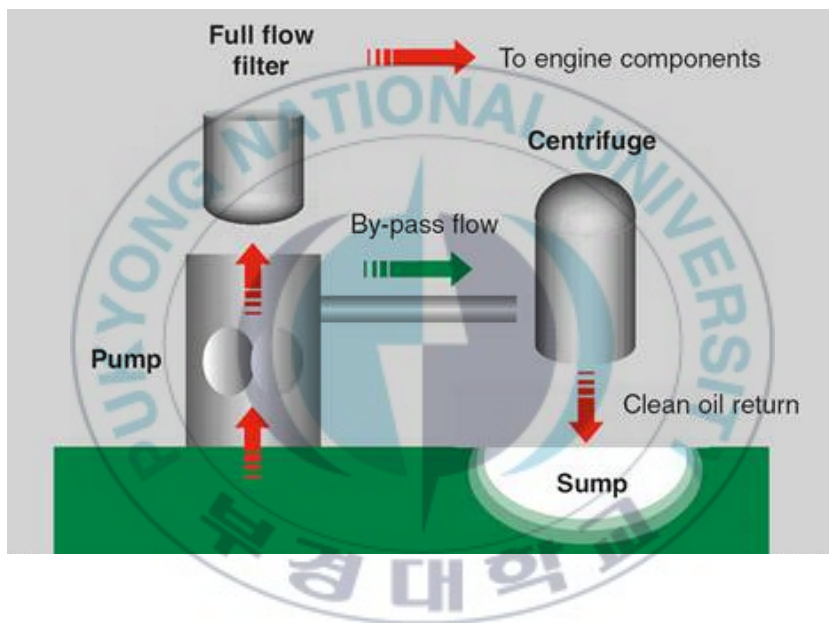


Fig. 1.1 Schematic diagram of circulation system of lubrication oil in marine diesel engine (cited from MANN+HUMMEL corporation) [1]

원심 분리기, 사이클론 집진기 등의 연구는 꽤 오래전부터 진행되어 왔고, 연구 결과들도 학계에 많이 발표되었다. 하지만 원심필터에 관한 연구는 그 역사가 짧고, 아직 연구가 활발히 진행 중이지는 않다. 원심 오일정화기에 관한 기존 연구로서, Jeong [2][3] 은 선박용 정유기 내 고흡분의 분리 성능시험 규격에 관한 연구를 한국, 일본 미국의 산업 및 군사규격에 의거해 조사, 연구 하였다. [4]~[7], Lee & Kim [8] 은 대형 박용기관의 유회 성능 개선을 위한 통합형 유회 시스템 개발에 관한 연구를 수행하였다. Kim [9] 등 은 기액 이상류 (two phase flow) 상태에서 여과 효율을 높이는 방법에 관해 연구하였다. Bang [10]은 단순화 된 형상에서 원심오일정화기의 여과 효율을 수치해석 기법을 이용하여 평가하였으며, Smiles[11] 와 Philip[12]은 액체 내에 미립자 형태로 섞여 있는 불순물의 여과 효율을 실험적으로 분석하였다. Chu & Lee [13]~[15]는 원심필터가 높은 압력차를 발생시키는 점을 이용하여, 슬러리에서 수분을 제거 하는 연구를 실험적으로 수행하였다. 사이클론 형태의 원심정화기와 관련하여서는 많은 연구자[16]~[19]들이 사이클론 각 부의 치수, 입구 형상, 유량, 온도 등 사이클론의 기하학적 형상과 공정조건이 그 성능에 미치는 영향을 분석하였다. DeOtte[20] 와 Grane[21] 은 다중포트(multi-port) 유동 장치 및 병렬 사이클론 설계를 통해 사이클론의 분리효율을 향상시키고자 하였고, Wedding[22]과 Zhao[23]는 이론적 모델의 개발을 통해 다양한 용량을 가진 사이클론의 효율과 절단입경(cut-off size)을 예측하였다. Ko & Kim [24]은 사이클론

분리기를 이용하여 미립자 제거특성을 수치해석 및 실험을 통하여 0.5-30 μm 의 입자에서의 이론적 모델의 건설성을 검증하였지만, 사이클론은 복잡하고 비선형적인 유동특성을 가지고 있어 사이클론 내부의 세부적인 입자 분리 메커니즘에 대한 이해는 아직 부족한 상태이다. 내부 유동장을 조사하기 위한 대표적 연구로 Peng[25]은 실험적 기법을 이용하여 원심분리기의 내부 볼텍스를 가시화 하였으며, Piomelli[26], Pisarev[27]는 LES 기법을 이용하여 실험 결과와 잘 일치하는 연구결과를 얻었다. 입자의 거동을 해석하기 위한 방법으로 크게 Lagrangian 기법([28]~[30])과 DEM(Discrete Element Modeling)[31]~[32] 기법으로 나누어 진다. 이 두 가지 기법의 가장 큰 차이점은 DEM 기법은 입자 상호간의 충돌을 모사할 수 있다는 점이다. 하지만 수치해석에 소요되는 비용이 커서 그 연구가 활발하지 않았지만, 해석장비의 발달로 인해 최근 많은 연구가 이루어지고 있다.

엔진 오일을 청결한 상태로 유지하기 위한 노력은 선박 외에도 대형디젤엔진을 가지는 트럭에서도 사용되고 있다[33]~[36]. 대부분의 연구는 필터 타입, 원심정화기, 바이패스 타입 등이 있고, 히팅시스템을 이용한 오일정화기 시스템 연구[37]도 소개되고 있다.

1.2 연구목적 및 연구방법

최근 CFD 해석기술의 정확도 향상 그리고 계산 머신의 발달로 인해 선행개발 단계 및 검증 단계에서 실험적 연구와 더불어 해석적 방법이 널리 이용되고 있다. 원심오일정화기의 경우 그 회전속도가 빠르고, 그 내부의 불순물이 수 마이크로 단위까지 존재하기 때문에 실험적으로 내부 유동장 및 성능 파악에 어려움이 많았다. 이에 본 연구에서는 수치해석적 방법을 이용하여 내부 유동장 및 여과효율을 분석하였다.

기존의 연구동향들을 보면 원심분리기, 싸이클론 필터 등의 연구 결과들은 활발히 이루어지고 있지만, 원심오일 정화기에 관한 연구는 국내에서는 단순화 된 형태의 정화기에서 그 효율을 분석한 연구 밖에 없다. 이에 그 효율을 증가시키기 위하여 다양한 형상과 해석 조건을 바탕으로 유동 및 입자거동특성을 파악하여 그 효율을 증가시키고자 한다.

따라서 본 논문의 목적을 요약 정리하면 다음과 같다. 원심오일정화기의 효율을 높이기 위한 매개변수 연구(블레이드 개수, 입자 크기, 입자 밀도, 원심오일정화기 회전속도), 입 출구 위치변화를 통한 여과 효율 증대방안, 원심력 제어를 통한 미세 입자 컨트롤방안 이렇게 크게 세 가지 연구를 통한 원심오일 정화기의 내부 유동장 파악과 함께 효율을 증대시킬 수 있는 방안 도출이 본 연구의 목적이다.

제 2 장 이론 및 수치해석

2.1 난류 모델

일반적으로 유동의 특성을 나타내는 Reynolds 수가 크고, 유동이 넓은 영역에 걸쳐 큰 성분의 유동과 작은 성분의 유동이 혼재하는 경우를 난류 유동이라고 한다. 2차원 난류유동을 풀기 위한 Navier-Stokes 방정식의 연속방정식과 운동량 보존 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (2.2)$$

여기서, u_i 는 각 성분의 속도벡터를 나타내고, p 는 압력항을, ν 는 동점성계수를 나타낸다.

본 연구에 사용된 난류 모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델, 표준 $k-\omega$ 모델에 비하여 비교적 유동박리 및 재순환 영역에 대한 정확한 예측이 가능하다고 알려져 있는 SST(Shear Stress Transport) $k-\omega$ 모델을 적용하였다. Menter[38][39]가 제안한 SST $k-\omega$ 난류모델은 일종의

two-layer 난류모델로서 벽면 근처에서는 $k-\omega$ 난류모델을 사용하여 벽함수 등이 필요없이 경계조건 만으로 정확한 계산이 가능하도록 하고 원방에서는 standard $k-\epsilon$ 모델을 사용하여 원방경계값이 계산에 영향을 미치지 않도록 할 뿐만 아니라 역압력 구배가 지배적인 부분에서는 전단응력이송(Shear Stress Transport)효과를 고려하도록 하고 있다. SST 모델에서 k 와 ω 항은 다음과 같이 정의한다.

k 방정식

$$\frac{\partial(k)}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (2.3)$$

ω 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_i \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \\ = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2.4)$$

난류점성계수 ν_T 는 다음과 같다.

$$\nu_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (2.5)$$

(2.3) - (2.5) 식에 나오는 보조 변수 P_k , F_1 , F_2 는 다음과 같이 정의한다.

$$P_k = \min\left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k\omega\right) \quad (2.6)$$

$$F_1 = \tanh\left\{\left[\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2}\right]\right]^4\right\} \quad (2.7)$$

$$F_2 = \tanh\left[\left[\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right)\right]^2\right] \quad (2.8)$$

(2.7)식의 보조방정식 $CD_{k\omega}$ 는 다음과 같이 나타낸다.

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}\right) \quad (2.9)$$

식 (2.1), (2.2)의 계수 α , β , σ_k , σ_{ω} 는 다음의 상관관계식 식 (2.10)에 의해 새로운 계수 α_3 , β_3 , σ_{k3} , $\sigma_{\omega 3}$ 로 교체된다. 그리고 윗 식에서 blending 함수 F_1 값에 따라서 $k-\omega$ 난류모델과 standard $k-\epsilon$ 모델이 자동적으로 적용되게 된다. 즉 $F_1=1$ 인 경우 $k-\omega$, $F_1=0$ 인 경우 standard $k-\epsilon$ 난류모델에 해당된다. 그리고 상수 값은 다음과 같이 결정된다.

$$\Phi_3 = F_1\Phi_1 + (1-F_1)\Phi_2 \quad (2.10)$$

초기 계수 값은 다음과 같다.

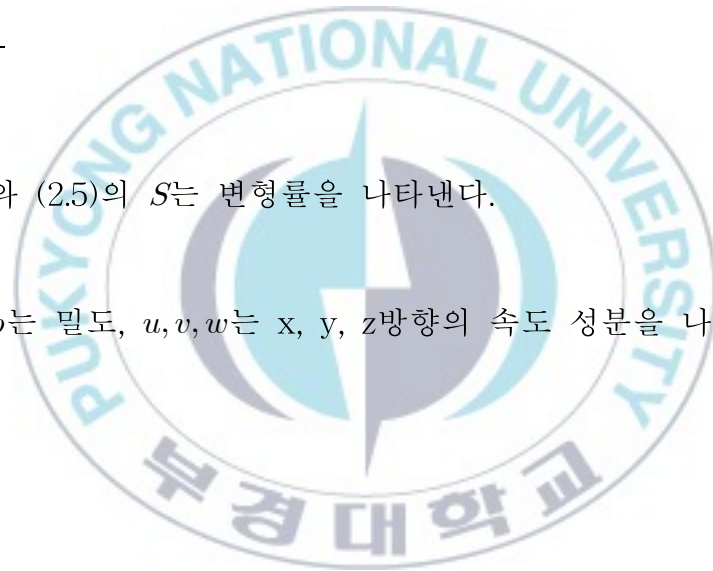
$$\alpha_1 = \frac{5}{9}, \quad \alpha_2 = 0.44, \quad \beta_1 = \frac{3}{40}, \quad \beta_2 = 0.0828, \quad \sigma_{k1} = 0.85, \quad \sigma_{k2} = 1, \\ \sigma_{\omega 1} = 0.5, \quad \sigma_{\omega 2} = 0.856$$

계수 β^* 은 다음과 같이 결정한다.

$$\beta^* = \frac{9}{100}$$

식 (2.4)와 (2.5)의 S 는 변형률을 나타낸다.

여기서 ρ 는 밀도, u, v, w 는 x, y, z 방향의 속도 성분을 나타내고 있다.



2.2 Multiple Reference Frame(MRF) Method

MRF (Multiple Reference Frame) 기법은 회전속도가 일정한 회전계를 해석할 때, 두 힘을 생성항으로 처리하여 정상상태로 해석하는 방법이다. 그 수식은 다음과 같다.

Stationary frame

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S$$

Rotating frame

$$\frac{\partial \rho \vec{V}_r}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_r \vec{V}_r) = -\rho (2\vec{\Omega} \times \vec{V}_r + \vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r}) - \nabla p + \nabla \cdot \tau + S$$

우변의 $2\vec{\Omega} \times \vec{V}_r$ 항은 Coriolis Force를 $\vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r}$ 항은 Centrifugal Force를 나타낸다.

여기서 $\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{\Omega} \times \vec{r}$ 로 나타내어진다.

Lagrangian 좌표계에서 유동장 내부의 입자의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + g_x(\rho_p - \rho) / \rho_p \quad (2.11)$$

$F_D(u - u_p)$: the drag force per unit particle mass

u : fluid phase velocity

u_p : particle velocity

μ : molecular viscosity of the fluid

ρ : density of the fluid

ρ_p : density of the particle

g_x : gravitational constant

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p D_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (2.12)$$

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (2.13)$$

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (2.14)$$

식 (2.12)에서 D_p 는 입자의 직경이며 항력계수에 관한 식 (2.14)는 Morsi 와 Alexander [40] 에 의해 제안된 구형 입자에 관한 식이다.

계수 a 는 Re 수의 함수로 주어진다. 입자의 거동을 계산하기 위하여 유동장 해석을 먼저 수행하고 이 결과를 바탕으로 입자의 거동을 계산하는 discrete particle phase model을 Basset, Boussinesq 그리고 Oseen [41]이 rotating reference frame에 적용하여 식 (2.15) 와 같이 나타내었다.

$$m_p \frac{dU_P}{dt} = F_D + F_B + F_R + F_{VM} + F_P + F_{BA} \quad (2.15)$$

각 항이 의미하는 바는 다음과 같다.

F_D : drag force acting on the particle

F_B : buoyancy force due to gravity

F_R : force due to domain rotation

F_{VM} : added mass force

F_P : pressure gradient force

F_{BA} : Basset force or history term

2.3 원심정화기 이론

원심오일정화기의 물리적 특징을 설명하기 위해서는 절대좌표의 관점에서 회전체를 관찰하는 방법과 같은 속도로 회전하는 상대좌표계 관점에서 설명하는 방법이 있다.

절대좌표계의 관점에서 회전유동에 대한 특징을 설명하기 위해서는 회전하고 있는 유체의 힘과 그 힘 안에서 유체의 유동에 대하여 설명을 해야 하기 때문에 많은 어려움이 따른다. 반면 상대좌표계의 관점에서 회전유동에 대한 특징을 설명하는 것은 원심오일정화기가 등속원운동을 하기 때문에 좌표계 또한 등속 회전을 하고 있는 관점에서 설명하는 것이 유체사이에서 발생하는 물리현상을 보다 간단하게 설명 할 수 있다.

1. 회전좌표계에서의 유체 유동방정식

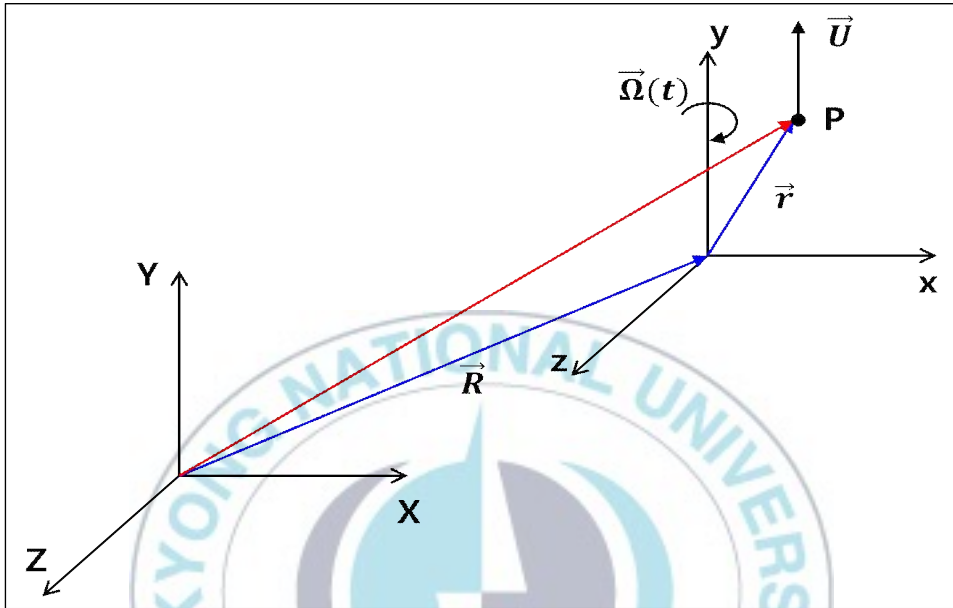


Fig. 2.1 Absolute coordinate system and rotating coordinate system

절대좌표계(관성좌표계)를 X, Y, Z 라하고 이동 및 회전하는 좌표계를 x, y, z 라 하자. 좌표계의 이동은 \vec{R} 로, 좌표계의 회전은 $\vec{\Omega}$ 로 표시한다. 점 P에서 유체 입자의 절대속도는 \vec{U} , 상대속도를 \vec{u} 라고 하면, 입자의 가속도(절대좌표계에서 기술한 가속도) $\frac{d\vec{U}}{dt}$ 은 아래와 같은 식으로 상대가속도 $\frac{d\vec{u}}{dt}$ 와 관련을 갖는다.

$$\frac{d\vec{U}}{dt} = \frac{d\vec{u}}{dt} + \frac{d^2\vec{R}}{dt^2} + 2\vec{\Omega} \times \vec{u} + \frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (2.16)$$

만약 좌표계의 이동이 없다면 $\vec{R} = \text{constant}$ 이고 따라서 식 (2.16)은

$$\frac{d\vec{U}}{dt} = \frac{d\vec{u}}{dt} + 2\vec{\Omega} \times \vec{u} + \frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (2.17)$$

와 같이 된다. 식 (2.17)에서 우변의 두 번째 항을 Coriolis 가속도라 하고, 네 번째 항을 구심가속도라 부른다.

그러면 유체유동의 지배방정식인 Navier-Stokes 방정식은 회전좌표계에서 아래와 같이 기술할 수 있게 된다.

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} + 2\vec{\Omega} \times \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} - \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) - \frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{f}_B \quad (2.18)$$

한편 연속 방정식의 형태는 변함없다.

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (2.19)$$

식 (2.18)에서 \vec{f}_B 는 중력과 같은 체적력을 나타내는 항이다.

본 연구과제에서 원심오일정화기의 회전은 초기 기동상태를 제외하

고 일정한 속도로 회전하며 작동하는 운동특성을 보이므로 $\vec{\Omega} = constant$ 로 둘 수 있으며 시간의 변화에 따른 회전좌표계의 속도변화(원심정화기의 속도변화)를 나타내는 식 (2.18)의 마지막 바로 전 $-\frac{d\vec{\Omega}}{dt} \times \vec{r}$ 항은 zero가 되므로 고려하지 않는다. 그리고 원심정화기의 회전축을 회전좌표계의 회전 방향을 나타내는 z 축과 같이 둔다면 식 (2.18)은 다음과 같이 나타낼 수 있게 된다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} - 2\Omega_v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \nabla^2 u + x \Omega^2 \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} + 2\Omega_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + v \nabla^2 v + y \Omega^2 \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \nabla^2 w - g \quad (2.22)$$

여기서 체적력은 중력 외에는 없는 것으로 하였다. 위에서 알 수 있는 바와 같이 체 적력을 나타내는 항은 구심가속도항과 중력가속도항이며 체적력의 주요한 물리적인 특징은 공간의 변화에 따라서 차이를 나타내지만 시간의 변화에 대해서는 항상 일정하다는 특징을 나타내고 있음을 알 수 있다.(즉, 공간변수인 x, y에 관한 함수일 뿐 시간 항에 대해서는 함수가 아니다.) 따라서 이러한 체적력은 압력에 포함 시켜 표현할 수 있다.

새로운 압력을 P라고 하고

$$p = P - \rho gz + \frac{1}{2} \rho (x^2 + y^2) \Omega^2 \quad (2.23)$$

이라고 하면 정의하면 식 (2.20)~(2.22)의 마지막 항이 사라지는 형태를 취한다. 그러면 식 (2.20)~(2.22)를 벡터 형태로 나타내면 아래와 같다.(여기서 편의상 P는 다시 소문자 p로 바꾼다.)

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} + 2\vec{\Omega} \times \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} \quad (2.24)$$

이러한 표현은 수치해석과정에서 많은 이점을 제공하게 된다. 실제, 유동해석의 과정에서 가장 많은 시간을 차지하는 부분은 주어진 수치해석 공간에서 각 해석지점간의 압력의 수렴과정에서 많은 시간을 차지한다. 공간적으로 각각의 원심력과 중력은 다른 값을 가지지만 시간적으로는 동일지점에서 동일한 값을 취하게 된다. 따라서 한 공간에서 이전 시간과 이후 시간의 유속성분의 변동량을 이용하여 압력의 수렴을 나타내는 과정에서 시간적인 변화가 없는 체적력은 압력과 동일한 성분으로 두고 해석을 수행할 경우보다 빠른 수렴시간과 해석 정밀도를 보장할 수 있게 된다. 본 연구에서는 이러한 방법을 이용하여 해석을 수행하였다.

회전 유동(rotating flow)에서 와도(vorticity) $\vec{w} = \nabla \times \vec{u}$ 의 개념은 매우 중요하다.

$$\vec{w} \times \vec{u} = (\nabla \times \vec{u}) \times \vec{u} = (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} - \nabla \frac{|\vec{u}|^2}{2} \quad (2.25)$$

을 쓰면 식 (2.24)은

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (2\vec{\Omega} + \vec{w}) \times \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{u} - \nabla \frac{|\vec{u}|^2}{2} \quad (2.26)$$

또는

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (2\vec{\Omega} + \vec{w}) \times \vec{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla \left(p + \frac{1}{2} \rho |\vec{u}|^2 \right) + \nu \nabla^2 \vec{u} \quad (2.27)$$

가 되며 식 (2.26) 또는 식 (2.27)에 curl을 취하면

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} + \nabla \times (2\vec{\Omega} + \vec{w}) \times \vec{u} = \nu \nabla^2 \vec{w} \quad (2.28)$$

이 된다. 임의의 벡터는 \vec{A} , \vec{B} 가 있을 때

$$\nabla \times (\vec{A} \times \vec{B}) = \vec{A}(\nabla \cdot \vec{B}) + (\vec{B} \cdot \nabla) \vec{A} - \vec{B}(\nabla \cdot \vec{A}) - (\vec{A} \cdot \nabla) \vec{B} \quad (2.29)$$

이므로 식 (2.28)의 좌변 두 번째항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \nabla \times \{(2\vec{\Omega} + \vec{w}) \times \vec{u}\} &= (2\vec{\Omega} + \vec{w})(\nabla \cdot \vec{u}) + (\vec{u} \cdot \nabla)(2\vec{\Omega} + \vec{w}) \\ &\quad - \vec{u}\{\nabla \cdot (2\vec{\Omega} + \vec{w})\} - \{(2\vec{\Omega} + \vec{w}) \cdot \nabla\} \vec{u} \end{aligned} \quad (2.30)$$

여기서 $\nabla \cdot (2\vec{\Omega} + \vec{w}) = 2\nabla \cdot \vec{\Omega} + \nabla \cdot \vec{w} = 0 + \nabla \cdot (\nabla \times \vec{u}) = 0$ 이다. 따라서 위의 우변 셋째항이 사라진다. 이 관계를 쓰면 식 (2.28)은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{w} = (\vec{w}_a \cdot \nabla) \vec{u} - \vec{w}_a (\nabla \cdot \vec{u}) + \nu \nabla^2 \vec{w} \quad (2.31)$$

여기서 $\vec{w}_a = 2\vec{\Omega} + \vec{w}$ 를 절대 와도(absolute vorticity)라고 부른다. 본 연구에 사용되는 작동유체인 유압유나 물의 경우와 같이 (비압축성 유체의) 비압축성 유동이면 $\nabla \cdot \vec{u} = 0$ (식 (2.19))이므로 식 (2.31)은 아래와 같이 단순화 된다.

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{w} = (\vec{w}_a \cdot \nabla) \vec{u} + \nu \nabla^2 \vec{w} \quad (2.32)$$

2. 원심력과 분리효과

원심력(centrifugal force)은 회전하지 않는 절대좌표계에서 회전하는 상대좌표계를 바라보았을 때 관찰되는 관성력으로, 회전의 중심에서 바깥쪽으로 작용하는 힘이다.

등속 원운동에서, 주기는 $T = \frac{2\pi r}{v}$ 이며 속도 벡터가 a 의 가속도로

방향을 바꾸어 다시 처음의 방향으로 돌아오는 데 걸리는 시간도 T 이기 때문에, $T = \frac{2\pi r}{a}$ 이기도 하다. 이 두 식을 연립하면 $\frac{r}{v} = \frac{v}{a}$ 가

되고 $v = r\omega$ 이므로 정리하면 $a = \frac{v^2}{r} = \frac{(r\omega)^2}{r} = r\omega^2$ 가 된다. [42],[43]

뉴턴의 운동 법칙에 따라 구심력은 $F = ma = mr\omega^2$ 이 되고, 원심력은 구심력의 크기는 같고 방향은 반대이기 때문에 $F = -mr\omega^2$ 이다.

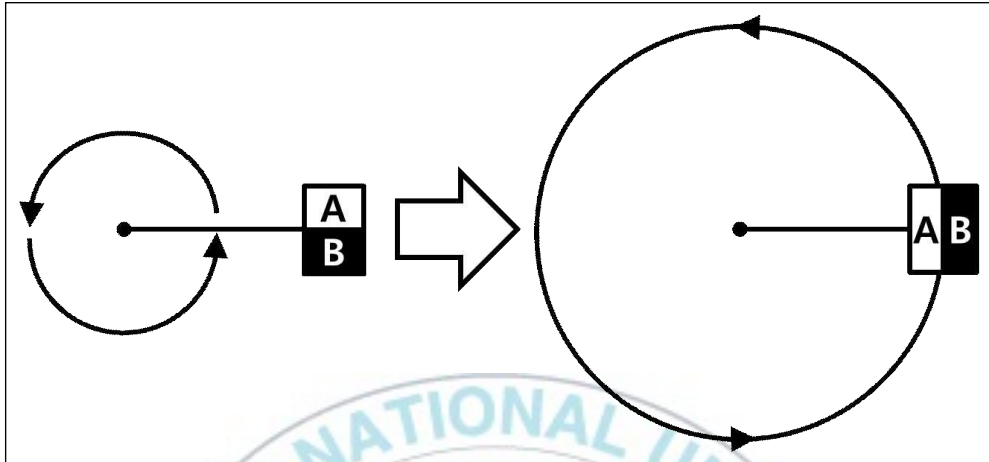


Fig. 2.2 Centrifugal force acting two objects have different specific gravity

앞서 기술한 바와 같이 상대좌표계에서 바라본 유체유동의 지배 방정식인 식 (2.24)에는 원심력이 포함되어 있지 않다. 이유는 원심력이란 절대좌표계에서 상대좌표계를 기술 할 때에만 나타나는 항이며 상대좌표계로 표현할 경우에는 이와는 반대인 구심력이 나타나게 된다. 하지만 원심력과 구심력은 부호의 차이만 있을 뿐 크기는 같다.

비중이 다른 두 유체 A, B 가 들어 있는 계를 회전운동을 하게 되면 두 유체에 작용 하는 각속도(ω)는 일정하지만 비중의 차이에 의해 무게(m_A, m_B)가 다르기 때문에 두 유체에 작용하는 원심력이 달라진다.

원심분리기에서 초기 슬러지, 기름, 물 등이 혼합되어 오염되어 있

는 작동유체가 유입되었을 때, 각각의 물질의 분리를 이루어내는 원동력은 각 물질에 가해지는 원심력의 차이에 의해서 이루어지게 된다.

3. 회전 좌표계에서의 유체의 유동변화에 미치는 힘 - Coriolis Force

앞서 살펴본 바와 같이 원심분리기로 유입되는 유체는 회전하는 bowl에 의하여 회전력을 받게 되고 각 물질에 작용하는 원심력의 차이로 인하여 상분리가 일어나게 된다.

원심오일정화기의 성능을 규명하기 위해서는 먼저 상대좌표계, 회전좌표계 및 등각속도운동에 대해서 고려하여야 한다.

가. 상대좌표계

원심오일정화기의 성능을 위한 해석에서 상대좌표계의 도입은 대단히 중요하다. 원심오일정화기는 원심력에 의해서 분리된 기름과 그 속의 미세입자의 거동에 대한 해석을 통해서 성능을 검증할 수 있다. 따라서 원심정화기로 유입된 각 물질들이 원심력을 받아서 분리되고 난 후에는 거의 bowl과 같은 속도로 회전하고 있다고 가정할 수 있게 된다. 이러한 bowl과 같은 회전하는 유체의 거동을 분석하기 위해서는 유체유동을 관찰하는 관찰자가 유체와 같이 회전하

면서 유체유동을 관찰하는 상대좌표계의 개념을 도입해야 정확히 유체유동을 기술할 수 있다. 비견한 예로, 지구상에서 발생하는 태풍, 국지적인 기압의 발생 등에 대한 기술은 지구와 같이 회전하면서 공기의 변화를 기술해야 정확하다. 이와는 별도로 절대좌표계에서 기술하는 방법이 있는데, 이는 관찰자가 태양에 위치하면서 지구에서 발생하는 태풍의 거동을 분석하는 방법인데, 이때는 지구의 자전효과가 더해지기 때문에 분석을 위해서는 많은 요소를 고려해야 하는 어려움이 있다.

나. 회전좌표계

유동해석의 대상이 되는 원심오일정화기 내의 물질은 bowl뿐만 아니라 원심오일정화기와 같이 회전축을 중심으로 회전운동을 하고 있다. 따라서 직교좌표계에서는 설명이 복잡한 각속도를 가지고 있으며 시공간적인 각속도의 변화는 유체유동에 많은 영향을 미칠 수 있을 것을 예상할 수 있다. 따라서 각속도의 영향을 쉽게 설명할 수 있는 회전좌표계의 도입은 대단히 중요한 요소이다.

다. 등각속도 운동

정화기에 물질이 유입되어 원심력(앞서 기술한 바와 같이 원심력은 회전하지 않는 절대좌표계에서 회전하는 상대좌표계를 볼 때 나

타나는 체적력이다)에 의해서 상분리가 이루어지고 나며 이후 각 물질들은 지속적으로 회전력이 가해지면서 시간이 지나게 되면 회전하는 정화기와 거의 동일한 속도로 회전하는 등각속도 운동을 하게 된다. 물론 실제 정화기의 내부에서는 각 물질의 점성의 영향에 의하여 국부적으로 속도의 차이가 발생하지만 이론적인 설명을 위하여 등각속도운동을 한다고 가정해도 무방하다. 이러한 현상은 의외로 쉽게 볼 수 있는 현상으로 지구가 초속 7km/s의 빠른 속도로 자전하고 있지만 실제 지구를 뒤덮고 있는 공기는 지구와 상대적으로 정지해 있다고 기술할 수 있다. 물론 기압의 변화, 국지적인 지역의 형상의 차이 등등에 의하여 바람, 태풍 등이 나타나지만 이들의 에너지가 초속 7km/s에 상당하는 에너지를 가지고 있지는 않다. 즉, 태양에서 지구를 쳐다볼 때는 초속 7km/s라는 지구 자전속도(원심력에 해당)가 나타나지만 지구와 같은 속도로 회전하고 있는 지구상의 물체는 지구의 자전과 상대적으로 정지된 상태인 등각속도 운동을 하고 있고 지구자전속도가 영향을 미치지 않는 때문이다.

제 3 장 CFD에 의한 원심오일정화기의 성능해석

3.1 연구개요

원심오일정화기에서 작동오일의 흐름을 살펴보면, 고압으로 유입된 오일은 정화기 내부를 통과하고 하부에 위치하는 출구를 통하여 유출된다. 오일 출구는 두 개의 노즐을 통해 서로 반대 방향으로 분사되고 이는 스프링클러와 같은 시스템을 가지고 있어 일정한 압력으로 오일이 분사되면 오일정화기는 회전 토크를 발생시킨다. 회전 토크가 오일정화기를 돌릴 수 있을 정도로 충분히 커지면, 정화기는 회전 운동을 한다. 따라서 공급되는 윤활유의 유량에 따라 회전토크가 달라지고 공급유량이 증가하면 회전속도도 증가하는 구조를 가지고 있다. 따라서 회전운동을 위해 따로 장치가 필요하지 않는 자가구동 시스템이며, 유량을 통해 회전속도를 조절할 수 있다. 윤활유를 고속으로 회전시켜 발생한 원심력으로 인해 불순물은 외벽쪽으로 이동하게 되고, 외벽에 설치된 필터에 의해 걸러지게 되는 원리이다. Figure 3.1에 원심오일 정화기의 단면과 오일의 흐름도를 나타내었다.

이상과 같은 오일의 순환구조에 따른 탱크 내부 오일의 내부 유동장을 계산하여 투입된 불순물의 제거 성능을 파악하는 것이 본 장의 연구 목적이다. 이를 위해 8 blade 모델에 대해, 불순물의 입자 크기

(10, 20, 30, 50, 75 μm), 밀도 (1000, 3000, 6000 kg/m^3), 그리고 원심
오일정화기의 회전 속도 (1750, 2625, 3500 rpm)에 따른 유동장 및
입자 거동 특성을 파악하였다.



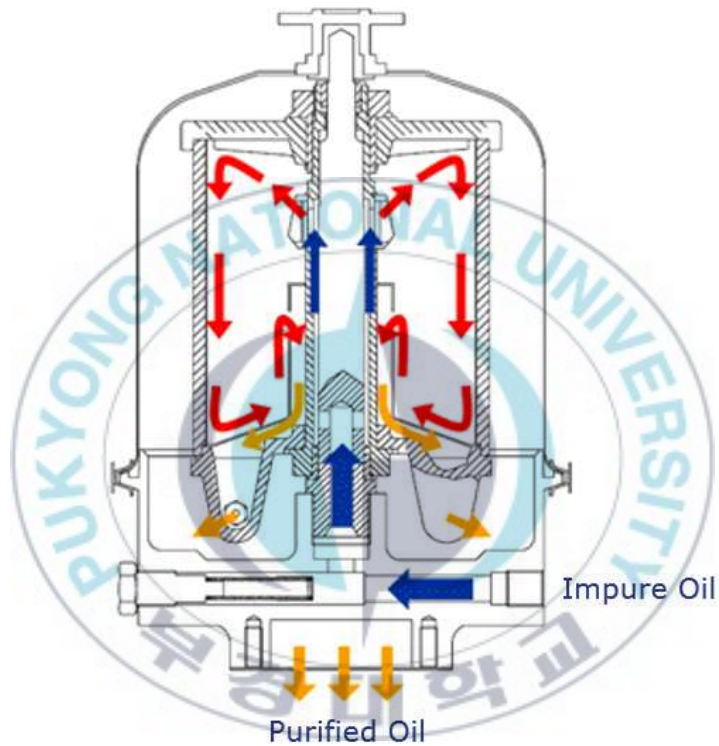


Fig. 3.1 Schematic daigram of a centrifugal oil purifier and oil flow system

3.2 해석모델 및 해석방법

기존의 연구에서는 아주 단순화 된 모델에 대해 그 유동장 및 효율을 평가하였다.[44] 원심오일정화기 내부의 유동장은 상당히 복잡하기 때문에 연구가 실 모델로 확장 되어질 필요성이 있다.

이에 3장에서는 좀 더 실제 형상과 유사한 형태의 원심오일정화기에 대해 해석을 실시하였다. 사용된 모델은 상부에 blade가 설치되어 있고, 설치된 blade 및 각 파라미터 (입자 크기, 입자 밀도, 회전 속도)에 의한 영향을 조사하였다. Figure 3.2에 해석에 사용된 모델인 8 blade model을 나타내었다. 그림과 같이 원심오일정화기는 시계방향으로 회전을 하며 상부에 2개의 inlet, 하부 센터 부분에 출구가 위치하고 있다. 외벽에 필터가 부착되어 있으며, 입자는 필터에 접촉되는 경계조건을 사용하여, 외벽에 부착된 경우 필터에 의해 여과되는 효과를 구현하였다. 격자는 사면체 격자와 벽면에 prism layer를 구성하였고, 총 격자 수는 약 700,000 cell이다. 구성된 격자의 형태는 Fig. 3.3 에 나타내었다.

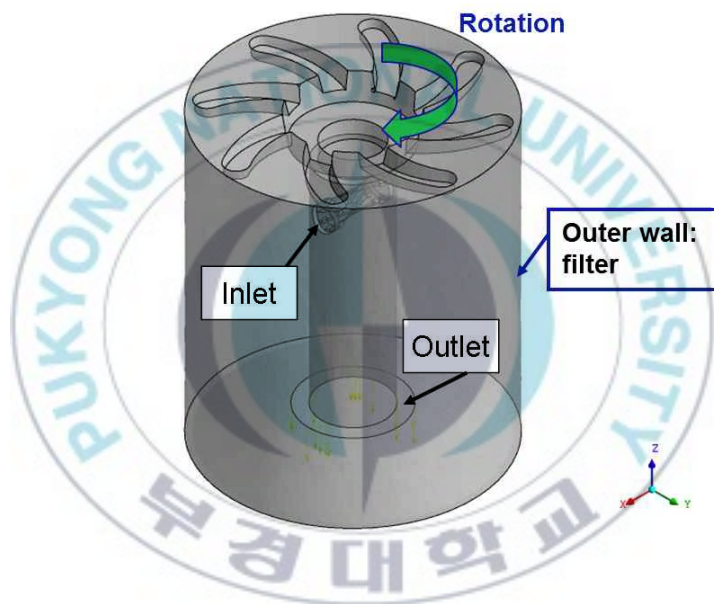


Fig. 3.2 Computational domain of 8 blades model



Fig. 3.3 Grid structure for numerical analysis

해석에 사용된 작동 오일(SAE30)은 엔진이 정상작동하는 경우인 90℃ 의 엔진오일을 사용하였으며, 이 때 물성치는 밀도 $\rho = 853.9 \text{ kg/s}$, 점도 $\mu = 0.00356 \text{ kg/s} \cdot \text{m}$ 이다. [45]

난류 모델은 standard $k-\epsilon$ 모델, $k-\omega$ 모델에 비하여 비교적 유동 박리 및 재순환 영역에 대한 정확한 예측이 가능하다고 알려져 있는 SST(Shear Stress Transport) $k-\omega$ 모델을 적용하였다. 그리고 오일정화기의 회전효과를 모사하기 위하여 MRF(Multiple Reference Frame) method를 적용하여 정상상태로 가정하고 해석을 진행하였다. 입구 경계조건은 mass flow inlet 조건, 출구는 pressure outlet 경계조건을 사용하였으며, 출구는 대기압 조건을 부여하였다. 벽면은 wall 조건을, 그리고 외벽은 필터링의 효과를 위해 입자가 점착되는 경계조건을 사용하였다.

입구 경계조건은 유압펌프에 의해 이송되는 오일의 유량에 따라 회전수가 결정되기 때문에, 아래의 이론에 의해 입구 유량을 정하였다.

회전속도에 따른 유입 오일 유량의 변화는 아래 수식과 같이 요구 회전 운동량과 회전속도와의 관계에서 회전속도와 유입 유량은 선형 비례 관계에 있다[46].

$$V_2 = V_0 i - R\omega i$$

회전운동량(angular momentum)은

$$\sum M_O = (r_2 \times V_2) \dot{m}_{out} - (r_1 \times V_1) \dot{m}_{inlet} = 0 \quad (3.1)$$

연속방정식에서, $\dot{m}_{out} = \dot{m}_{inlet} = \rho Q$

$$r_2 \times V_2 = R_j \times (V_0 - R_\omega) i = (R^2 \omega - R V_0) k$$

$$r_1 \times V_1 = 0_j \times V_0 k = 0$$

$$R^2 \omega = R V_0 \Rightarrow \omega = \frac{V_0}{R} \quad (3.2)$$

여기서

V_0 : Inlet velocity, $V_1 = V_0 k$

V_2 : Outlet velocity

R : Distance from center to inlet(outlet)

ω : Angular velocity

각 회전수에 대한 입구 유량은 Table 3.1에 정리하였다.

Table 3.1 Inlet boundary condition for various rotating speed

Rotating Speed (RPM)	Mass flow rate at inlet (kg/s)
1750	3.1
2625	4.6
3500	6.2

3.3 해석 결과

여과 효율(η)은 유입된 입자 수에 대한 필터 벽에 도달한 입자 수의 비로 나타낼 수 있다. 즉 여과 효율은 식 (3.3) 와 같이 정의하였다.

$$\text{Filtration Efficiency}(\eta) = \frac{\text{Filtrated particle numbers}}{\text{Inserted total particle numbers}} \times 100(\%) \quad (3.3)$$

Fig. 3.4는 원심오일정화기의 회전속도가 3500 rpm일 경우에 입자의 밀도 그리고 입자크기에 따른 필터링 효율을 나타내고 있다. 입자의 밀도가 커질수록 그 효율이 높음을 확인하였고, 작은 입자크기에서도 그 영향이 커짐을 알 수 있었다. 입자의 밀도 6000 kg/m^3 일 경우, 그 효율은 입자크기 $30 \mu\text{m}$ 부터 증가하기 시작한다. 그러나 입자 밀도 1000 kg/m^3 일 경우에는 입자크기 $75 \mu\text{m}$ 부터 그 증가세가 시작된다. 그래프에서 그 효율이 가장 차이가 많이 나는 입자크기 $50 \mu\text{m}$ 에서의 입자의 거동형태를 Fig. 3.6에 나타내었다. 입자의 밀도가 커질수록 출구쪽으로 입자가 빠져나가지 않고 외벽쪽으로 이동하는 형태를 확인 할 수 있었다.

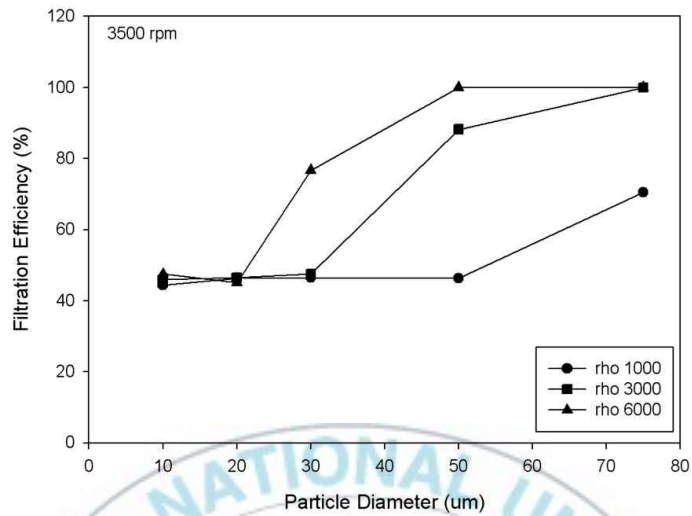


Fig. 3.4 Filtration efficiency for the effects of particle size and density

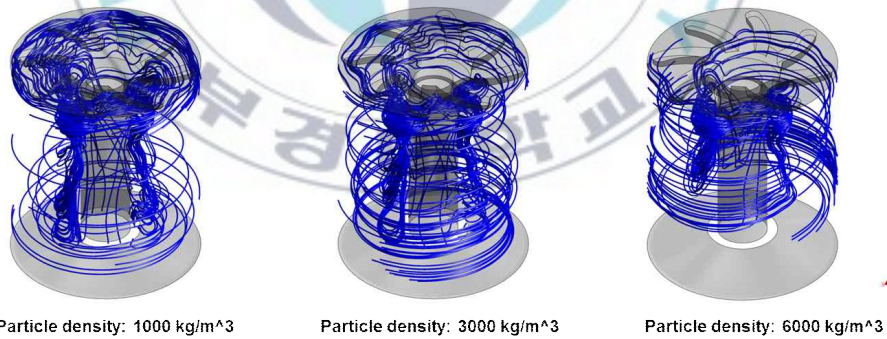


Fig. 3.5 Physical behavior of particles for various condition (3500 rpm, 50 μm particle size)

다음은 입자의 밀도는 6000 kg/m^3 으로 고정하고 입자의 크기 그리고 원심오일정화기의 회전속도에 따른 효율을 Fig. 3.6에 표시하였다. 효율의 변화가 급격히 차이가 나기 시작하는 입자 밀도는 $30 \mu\text{m}$ 이고, 위의 Fig. 3.4에서 살펴본 입자의 밀도에 대한 영향보다 낮은 입자크기에서부터 효율의 증가를 나타냈다. 이는 입자의 밀도보다 회전수의 영향이 큼을 시사한다. 효율의 차이를 보이기 시작하는 $30 \mu\text{m}$ 와 효율이 100%에 가까운 $75 \mu\text{m}$ 의 입자 사이즈일 경우에 입자의 거동을 Fig. 3.7에 나타내었다. 먼저 Fig. 3.7의 (a) $30 \mu\text{m}$ 의 경우는 그 효율이 40-80 % 정도의 효율을 나타내고, 육안으로는 입자 거동에 있어서 확연한 차이는 보이지 않았다. 하지만 (b) $75 \mu\text{m}$ 의 경우는 대부분의 입자가 외벽쪽으로 이동하는 모습을 보여주었다.

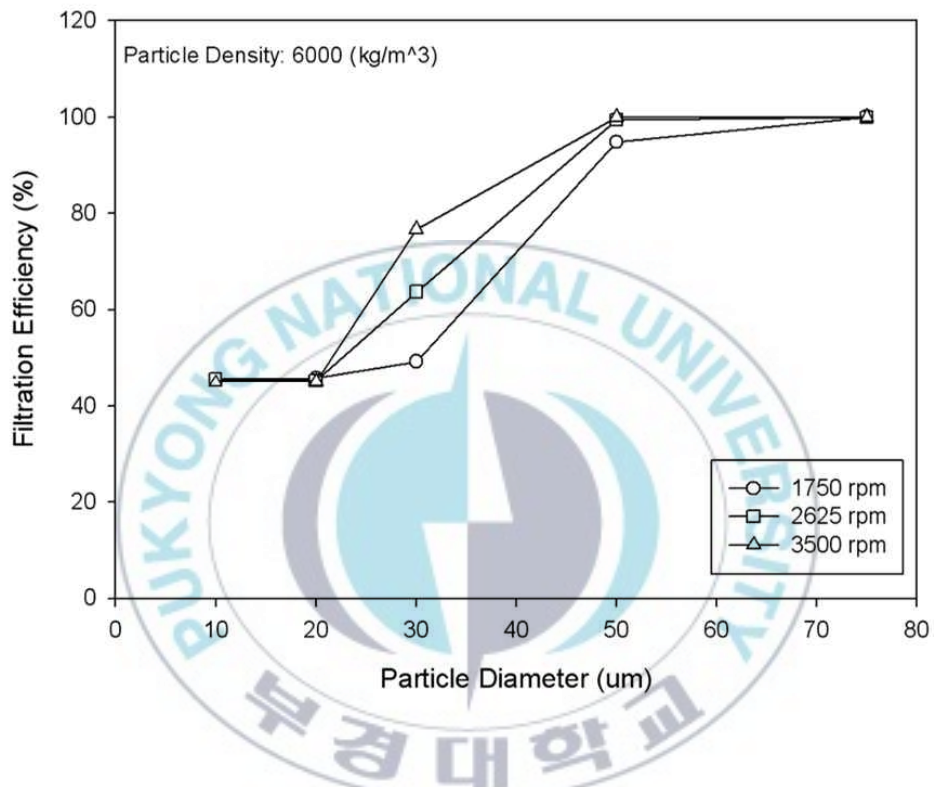
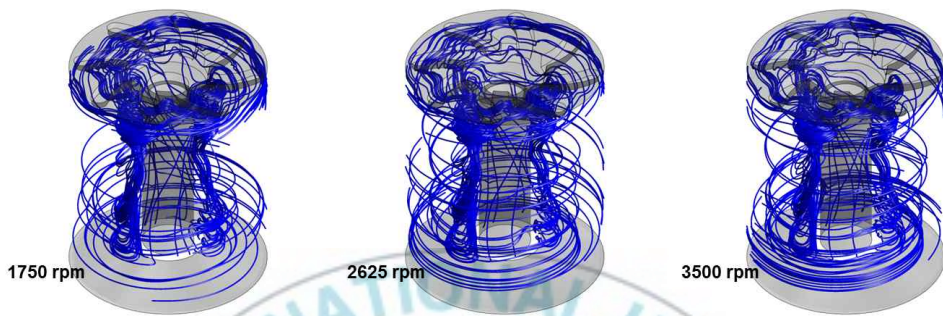
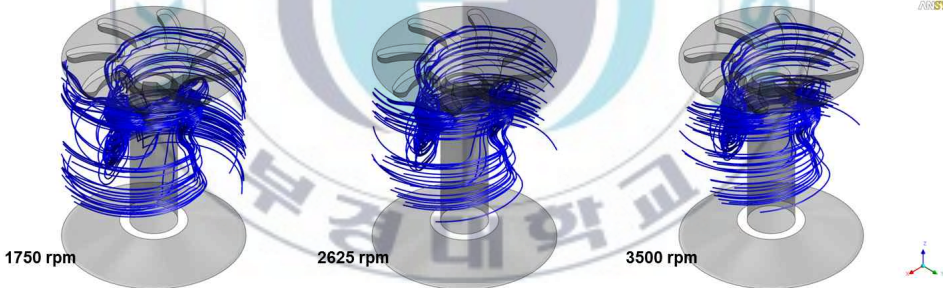


Fig. 3.6 Filtration efficiency for the effects of particle size and rotating speed



(a) particle size: 30 μm



(b) particle size: 75 μm

Fig. 3.7 Physical behavior of particles for various conditions

3.4 결과 요약

원심 오일정화기 내부의 유동특성 및 불순물 입자거동을 수치해석을 통하여 필터링 효율을 분석하였다.

원심오일정화기의 성능을 해석하기 위하여, 입자의 밀도, 입자 크기, 그리고 원심오일정화기의 회전속도에 대하여 평가를 실시하였고, 입자 밀도가 클수록, 입자 크기가 클수록 그리고 회전속도가 높을수록 필터링 효율이 높았다.

그리고 위와 같은 결과는 입자의 밀도보다 오일정화기의 회전속도가 여과 효율에 더 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

제 4 장 여과효율 개선을 위한 Parametric Study

4.1 연구개요

3장에서 단순화 된 형태의 원심오일정화기에서 입자의 크기와 밀도, 정화기의 회전속도에 대한 내부 유동패턴 및 입자의 거동형태를 통해 그 효율을 조사하였다. 4장에서는 여과 효율을 개선하기 위하여 다양한 조건(blade 개수, 유입구 높이 변화, 출구 위치변경)에 따른 내부 유동장 및 여과 효율을 분석하였다.

그리고 하부 노즐부 영역을 포함한 full model의 해석을 통해 단순화된 모델과의 해석결과를 비교해 단순모델과의 차이점 분석 및 그 효율변화를 조사하였고, 단순모델의 사용타당성을 조사하였다.

4.2 Parametric Study

먼저 3장에서 원심오일정화기 해석용으로 사용된 모델은 그 형상을 단순화 한 모델이었다. 하부 노즐부까지 모델링하여 단순화된 모델과의 차이를 비교하였고, 그 형상은 Fig. 4.1에 나타내었다. 노즐부의 형상을 살펴보면, 노즐부까지 이어지는 유로는 swirl 형태로 되어 있으며 회전력을 얻기 위하여 노즐은 서로 반대방향으로 설치되어 있음을 알 수 있다. 본 해석에서 단순 모델과 전체 형상의 출구조건이 노즐로 변경된 점 외에는 해석을 위한 모든 경계조건은 3장에서 사용된 모델과 동일하다.

해석에 사용된 격자수는 단순 모델의 경우 약 700,000 cell 이며, full 모델의 경우는 약 1,00,000 cell이다. 사용된 격자는 사면체 격자와 벽면에는 prism 격자를 5 layer 정도 구성하여 경계층 유동의 해석 정도를 높였다.

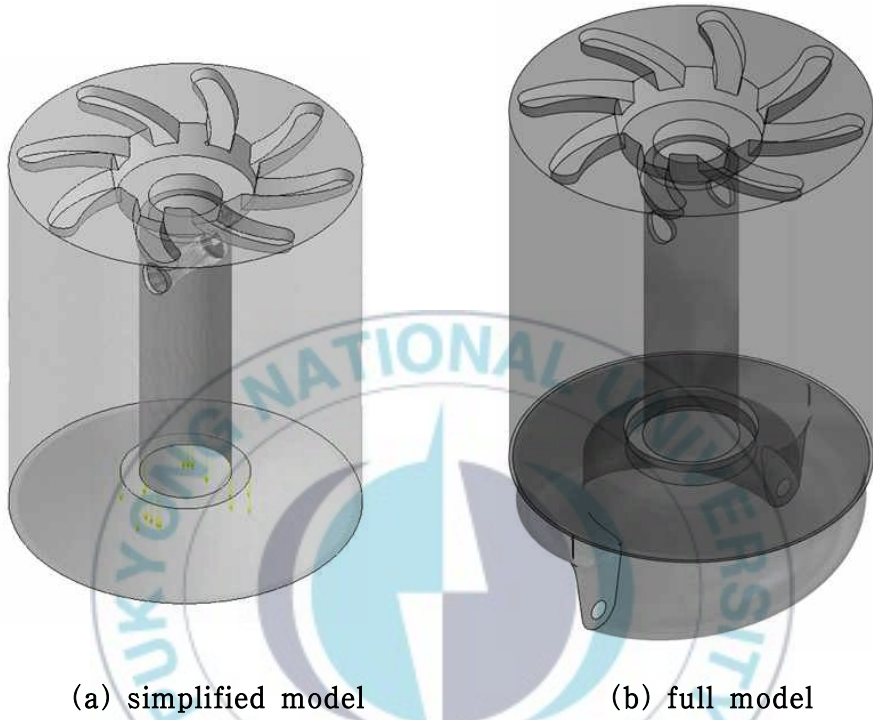


Fig. 4.1 Analysis domain for simulation

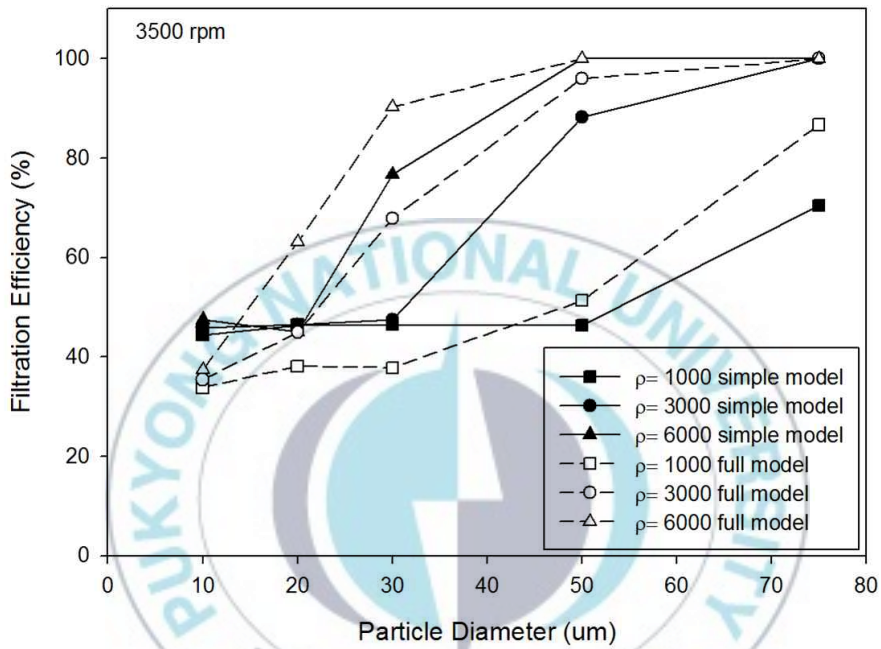
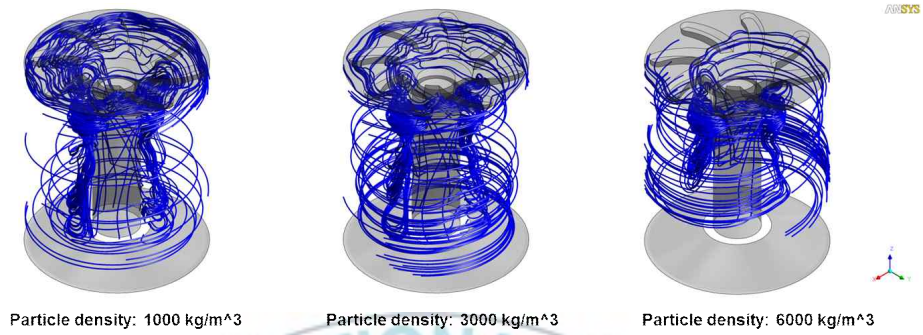


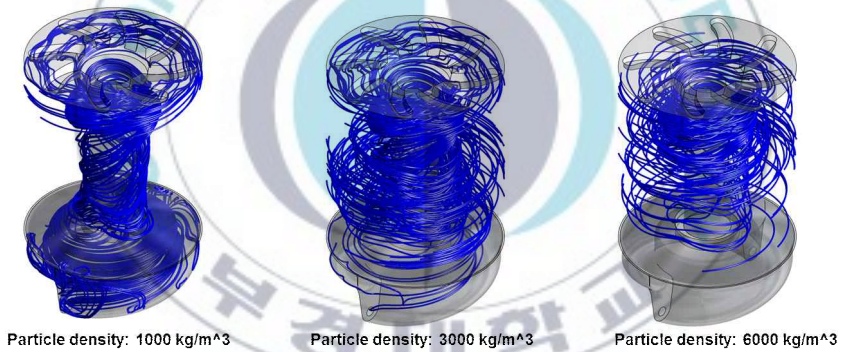
Fig. 4.2 Filtration efficiency comparison with simple model and full model

Figure 4.2에 단순 모델과 full 모델의 여과 효율을 비교하여 나타내었다. 이 때 원심오일정화기의 회전속도는 3500 rpm, 그리고 입자의 밀도, 입자 크기에 따른 효율을 비교하였다. 두 모델 모두 효율의 경향성은 유사하였고, full 모델의 경우 입자가 작을수록 그 효율은 낮음을 알 수 있었다. 이는 상대적으로 원심력의 영향이 크지 않은 작은 입자의 경우 하단 노즐부의 유동장의 영향으로 필터층 보다 출구층으로 다량의 입자가 흘러들어가 그 효율이 낮아진 것으로 판단된다. 각 케이스에 대해 입자의 거동을 Fig. 4.3에 나타내었다. Figure 4.3 (b)에서 입자의 밀도가 가장 작은 1000 kg/m^3 의 입자의 움직임을 살펴보면, 대다수의 입자가 출구를 빠져나와 하단부의 노즐 쪽으로 이동하는 것을 알 수 있다.

이와 같이 단순 모델과 full 모델과의 비교에서 결과가 조금의 차이는 있지만, 해석의 경향성이 유사하고 해석에 투입되는 격자수와 해석시간을 고려하여 단순모델을 사용하기로 하였다.



(a) simplified model



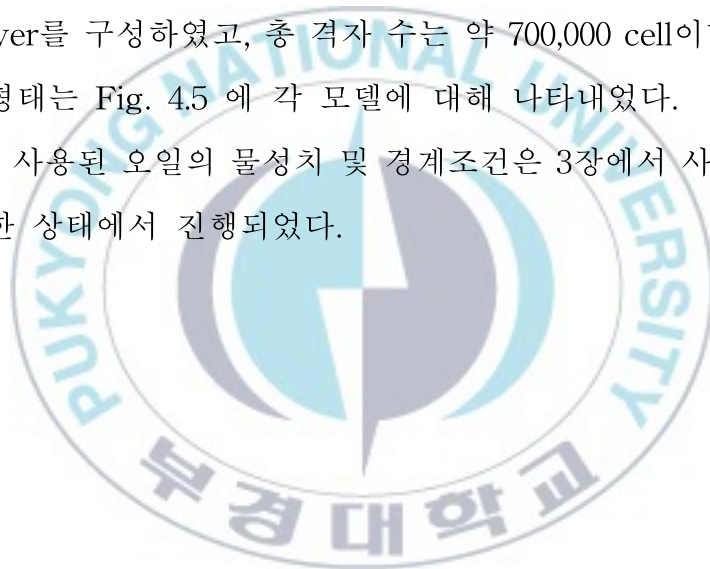
(b) full model

Fig. 4.3 Physical behavior of particles for simplified model and full model along the particle density (8 blade model, 3500 rpm, particle size: 50 μm)

다음은 parametric study를 위해, 먼저 원심오일정화기의 blade 개수에 따른 효율을 분석하였다. 이를 위해 3 가지 형태의 blade 모델(4, 8, 12 blade model)에 대해, 불순물의 입자 크기, 밀도, 그리고 원심오일정화기의 회전 속도에 따른 유동장 및 입자 거동 특성을 파악하였다.

Figure 4.4에 해석에 사용된 전체 모델을 나타내었고, 각 케이스는 4, 8, 12 개의 모델을 사용하였다. 격자는 사면체 격자와 벽면에 prism layer를 구성하였고, 총 격자 수는 약 700,000 cell이다. 구성된 격자의 형태는 Fig. 4.5 에 각 모델에 대해 나타내었다.

해석에 사용된 오일의 물성치 및 경계조건은 3장에서 사용된 조건과 동일한 상태에서 진행되었다.



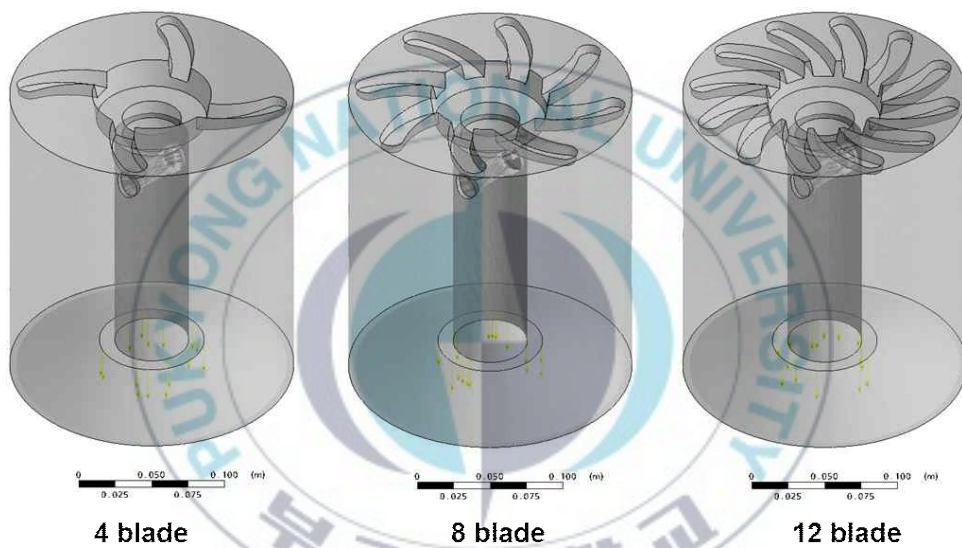


Fig. 4.4 Analysis domain of 3 cases(4 blade, 8 blade, 12 blade models)

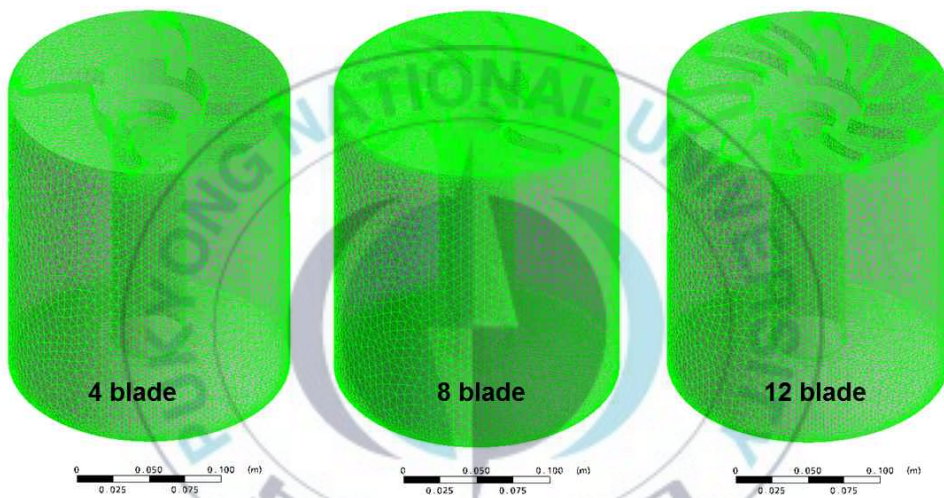


Fig. 4.5 Numerical grid structure at 3 cases

세 가지 타입(4, 8, 12 blade models)의 원심오일정화기에 대해서 불순물의 입자 크기, 밀도 그리고 정화기의 회전속도에 따른 내부 유동장 및 입자거동, 그리고 여과 효율에 대해서 살펴보았다. Fig. 4.6에 각 blade 모델의 streamline을 나타내었다. 먼저 유동 패턴을 살펴보았을 때, 입구에서 토출된 유동은 blade의 영향으로 인해 상부 쪽으로 이동하는 현상을 볼 수 있다. 그리고 12 blade의 경우는 유동이 외벽 쪽으로 뺏어나가지 못하고, 8 blade의 경우가 외벽 쪽으로 유동장이 잘 발달하는 것을 알 수 있다.

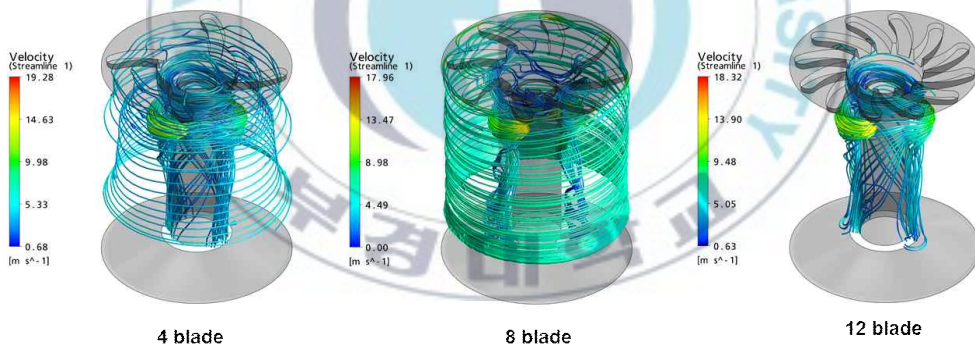
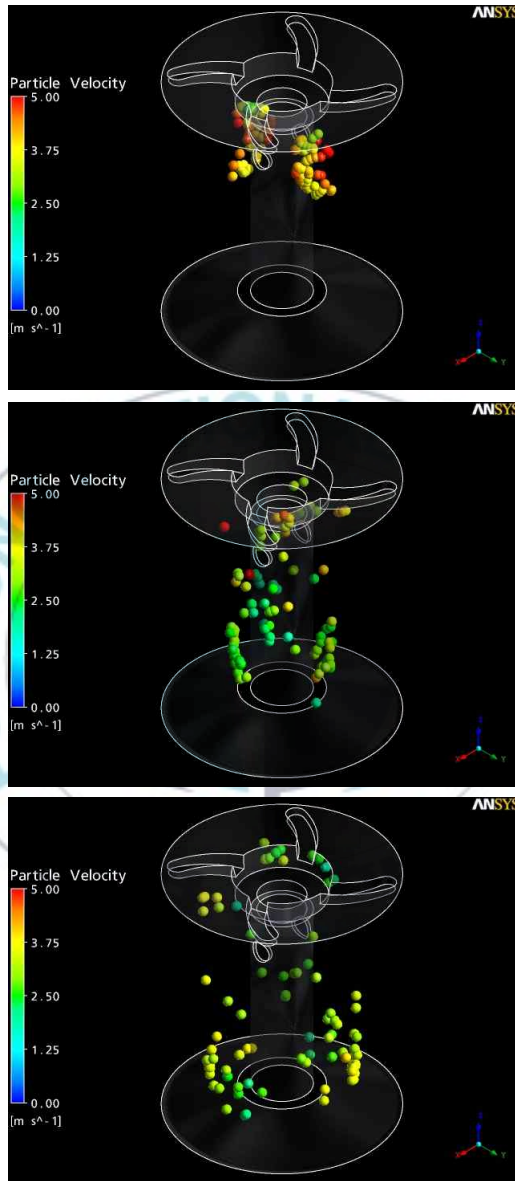
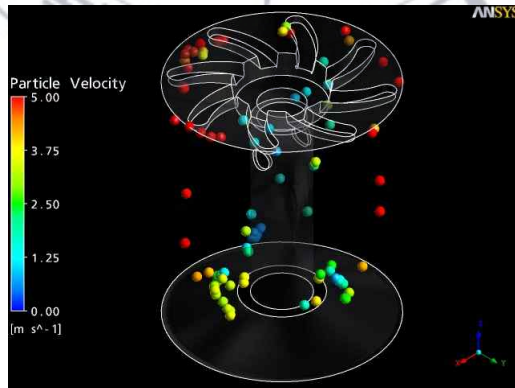
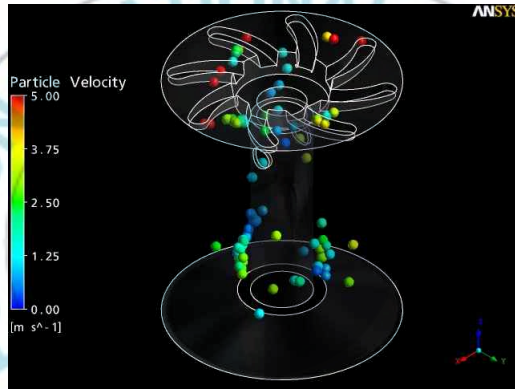
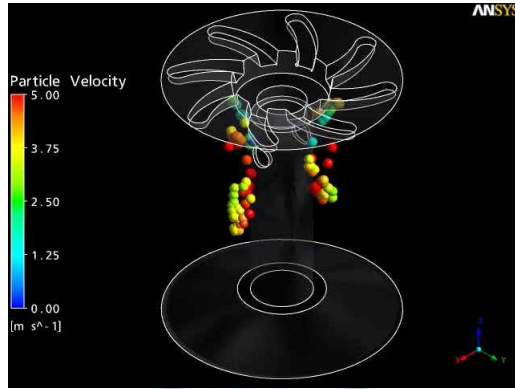


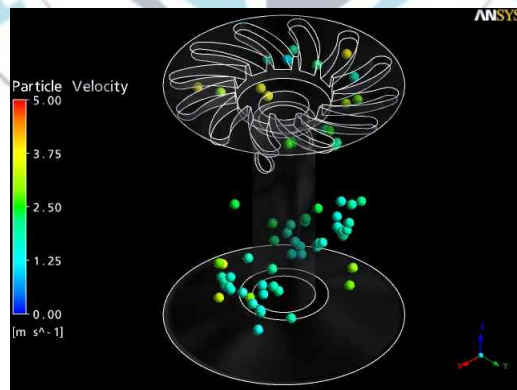
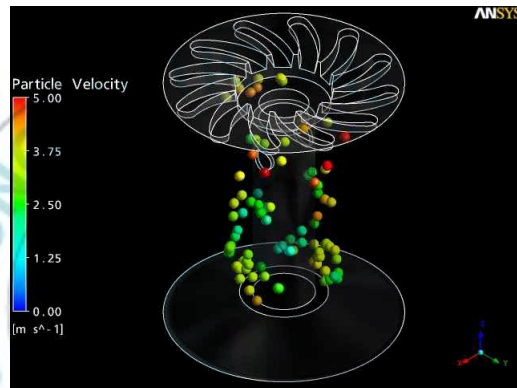
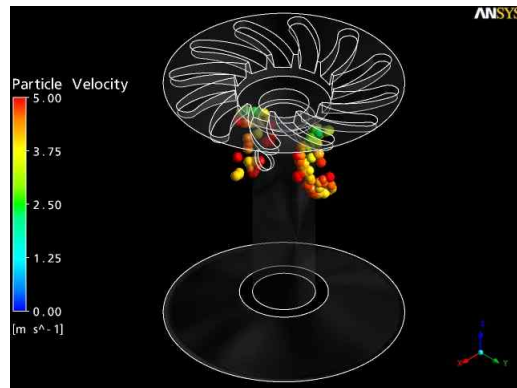
Fig. 4.6 Streamlines of flow field along the various blade models (rotating speed= 3500 rpm)



(a) 4 blade



(b) 8 blade



(c) 12 blade

Fig. 4.7 Physical behavior of particles for the various models
(3500 rpm, particle density: 6000 kg/m³, particle size: 30 μm)

Fig. 4.7에 각 blade 별 particle의 움직임을 나타내었다. 8 blade의 경우가 입자의 궤적을 따라서 외벽쪽으로 입자들이 많이 이동하는 것을 알 수 있고, 외벽 쪽으로 가면서 원심력에 의해 입자의 속도가 빨라지는 것을 확인하였다.



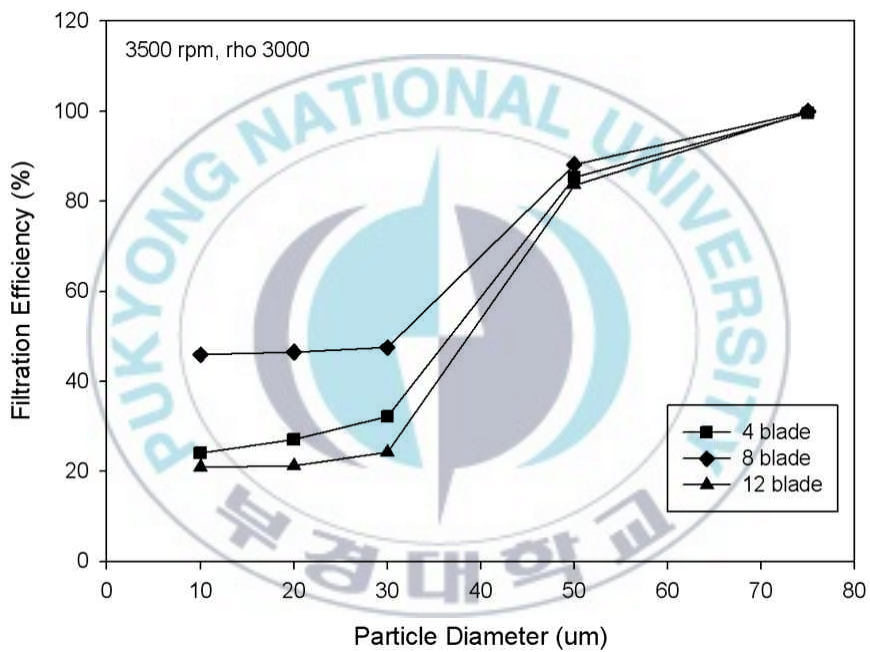


Fig. 4.8 Filtration efficiency distribution along the number of blades

블레이드 수에 따른 효율을 Fig. 4.8에 나타내었다. 회전속도 3500 rpm, 입자 밀도 3000 kg/m^3 의 경우에 입자의 크기 변화에 따른 효율을 검토 하였다. 8 blade 의 경우가 가장 좋은 효율을 나타내었다. 이와 같은 결과는 원심펌프 이론에서 찾아볼 수 있었다. Oztekin 등 [44] 그리고 Stepanoff 등[47]의 연구 결과에 의하면 원심펌프에서 블레이드 수가 5에서 9 사이가 가장 좋은 효율을 나타내고 있고, 본 케이스도 이와 같은 맥락으로 해석되어진다. 그리고 $50 \mu\text{m}$ 이상의 입자크기에서는 여과효율에 미치는 영향이 적었다. 이는 블레이드에 의한 영향보다 입자 크기에 의한 효과가 큼을 보여주고 있다. 그리고 $30 \mu\text{m}$ 이하의 경우는 효율의 증가치가 낮았으며, 4 그리고 12 blade의 경우 $30 \mu\text{m}$ 이하의 입자에서 그 효율이 20 % 정도까지 떨어짐을 알 수 있었다. 필터링 효율을 높이기 위하여, $30 \mu\text{m}$ 이하의 입자크기에 대해서는 추가적인 연구가 필요하고, 그에 대한 연구는 제 5 장에서 다룰 예정이다.

Fig. 4.9에 출구로부터 166 mm 상부에서 수평방향으로 블레이드 수에 따른 속도 분포를 비교해 보았다. 외벽 쪽에서의 속도 분포를 보면 8 blade 케이스가 속도가 가장 높음을 알 수 있고, 이는 블레이드에 의해 강한 원심력을 생성함을 알 수 있다.

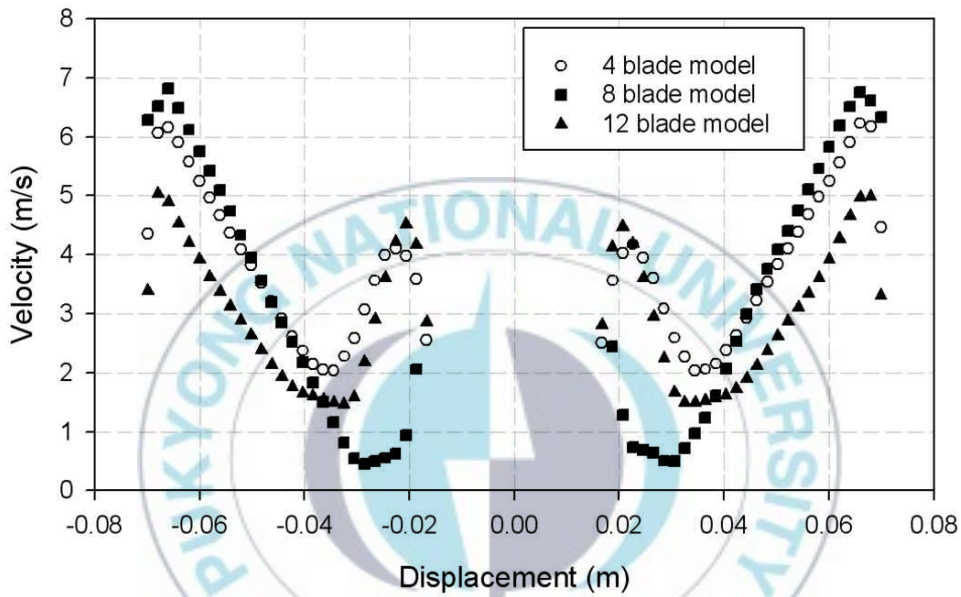
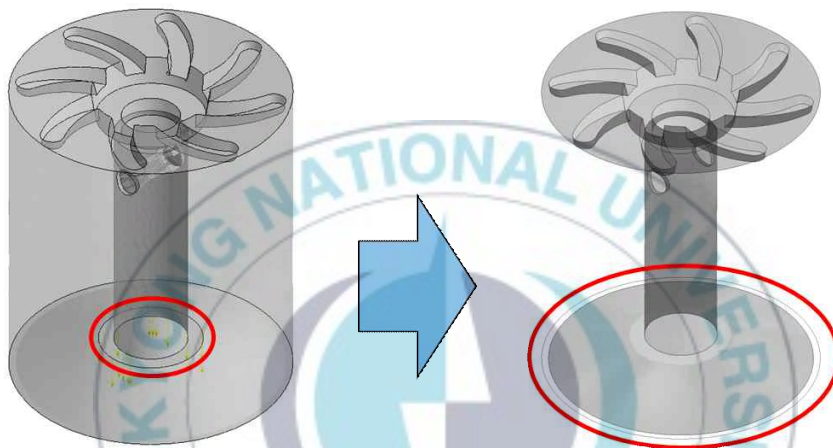


Fig. 4.9 Comparison of the fluid velocity distribution for the 3 case models (166 mm upside line from exit, 3500 rpm, density: 3000 kg/m³)

여과효율을 높이기 위하여 입, 출구의 위치를 변경하여 그 효율을 조사하였다. 먼저 입자들이 원심력에 의해 외벽쪽으로 이동하는 특성을 가지고 있기 때문에, 출구를 외벽쪽으로 이동시켜 유동장을 하부 중심쪽이 아닌 필터측으로 형성되도록 하였다. 해석에 사용된 모델은 Fig. 4.10에 나타내었다.





(a) original model

(b) outlet position modified model

Fig. 4.10 Analysis domain for simulation (changing the outlet position)

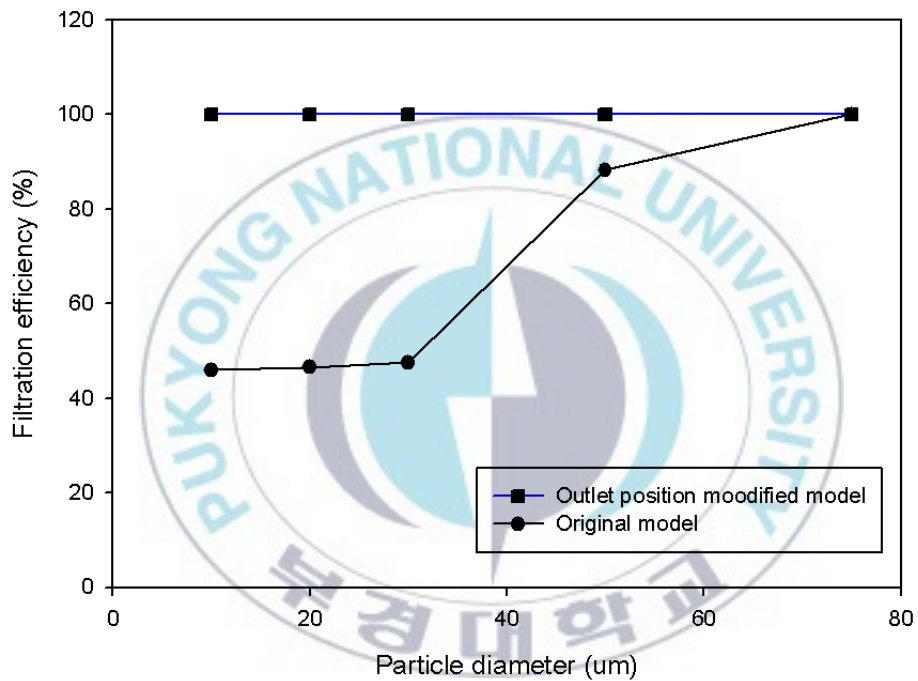


Fig. 4.11 Filtration efficiency with original model and outlet position modified model along the particle size (3500 rpm, particle density: 3000 kg/m³)

Figure 4.11에 기존 모델과 출구위치를 변경한 모델의 효율을 비교하였다. 해석에 사용된 모델은 8 blade 모델이며, 회전수 3500 rpm, 입자밀도 3000 kg/m^3 에 대해 조사하였다. 그래프에서 알 수 있듯이 출구를 외벽쪽으로 이동하였을 경우 효율이 거의 100% 임을 알 수 있다. 이는 유동장이 외벽쪽으로 형성됨을 알 수 있고, 입자들이 출구에 도달하기 전에 모두 필터에 부착되는 것을 확인 할 수 있다. 하지만, 이론적으로는 아주 효율이 높은 모델이지만, 실 사용되고 있는 원심오일 정화기에서는 필터에 부착된 입자들이 외벽 하부측으로 쌓이는 현상이 발생됨을 알았고, 본 모델은 실 사용에는 적합하지 않음을 알 수 있었다. 그러나 유동장을 필터측으로 형성하는 것이 효율증가에 큰 영향을 미친다는 것을 확인하였다.

다음은 유입구의 위치를 입구의 지름(1D) 만큼 상, 하부로 이동시켜 유입구의 위치에 따른 영향을 알아보았다. 상, 하부로 조건을 변경한 이유는 3장에서 블레이드에 의해 유동장이 상부로 부양되는 효과가 있어, 유입구의 위치에 따른 그 효과가 어떠한지를 판명하기 위함이다. 해석에 사용된 모델은 Fig. 4.12에 보여주고 있다.

해석에 사용된 조건은 8 blade 모델을 사용하였으며, 오일정화기의 회전수는 3500 rpm, 입자의 밀도는 6000 kg/m^3 의 입자를 사용하였다. 그리고 입자 크기 20, 30, 50 μm 의 입자에 대해 그 효율을 비교하였다.

해석 결과는 Fig. 4.13에 나타내었으며, 유입구를 상부로 1D만큼

이동한 경우가 모든 입자 크기에 대해 가장 좋은 효율을 보여주고 있다. 이는 입구를 블레이드 가까이 위치시킴으로서 입구에서 토출된 입자는 블레이드의 영향을 많이 받게 되고, 외벽쪽으로 이송 효과가 크다.



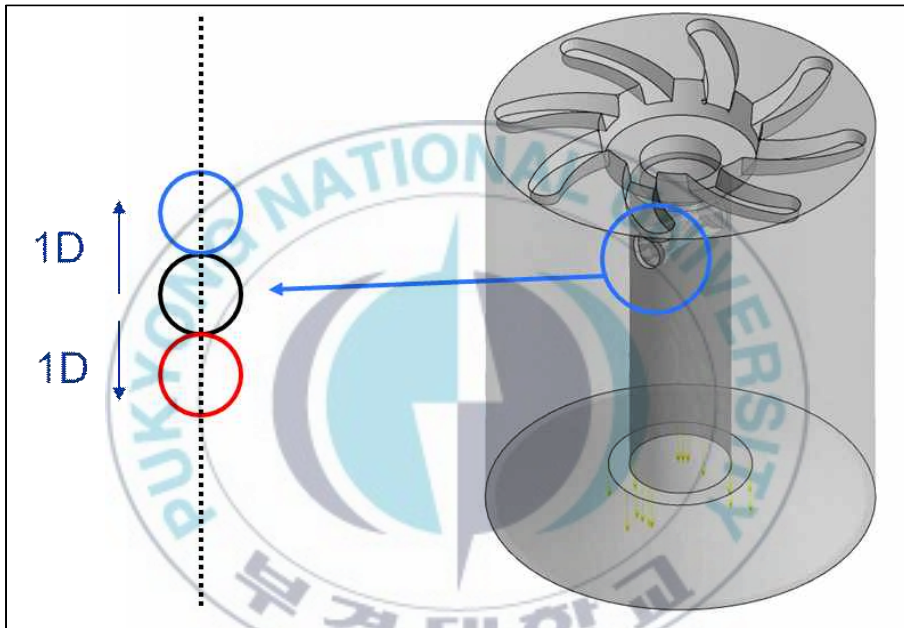


Fig. 4.12 Analysis domain according to the height of inlet position

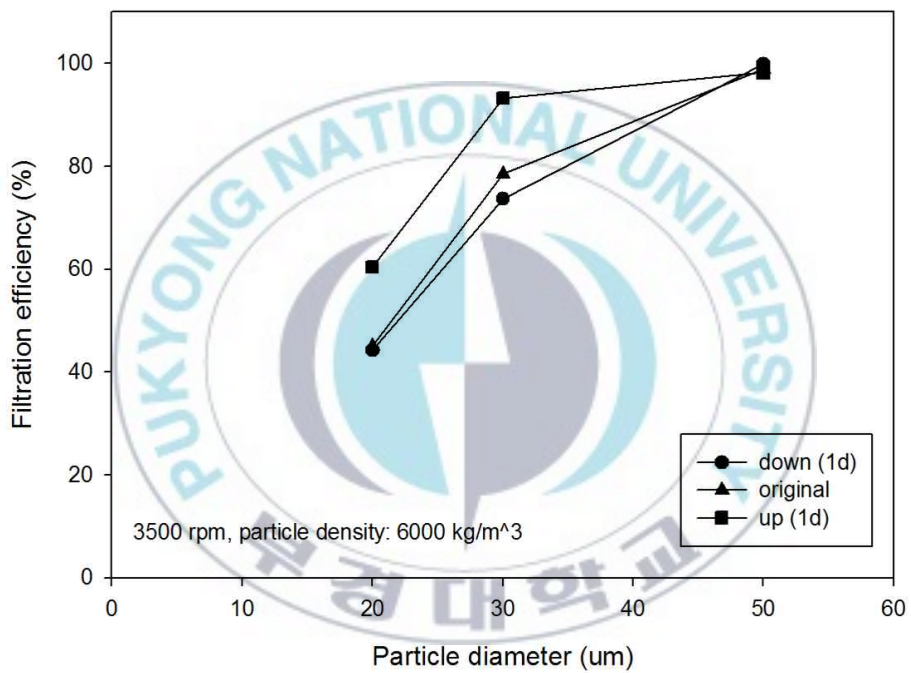


Fig. 4.13 Filtration efficiency along the heights of inlet position

4.3 결과 요약

Parametric study를 원심 오일 정화기의 효율을 평가하기 위하여 정화기 내부의 유동특성 및 입자의 물리적 거동을 수치해석을 통하여 분석하였다. 그 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 8 blade 모델이 다른 blade 모델에 비해 가장 높은 효율을 보여주었다. 하지만 50 μm 이상의 입자 크기 영역에서는 효율의 증가추세가 감소함을 보였다.
2. 단순 모델과 full 모델의 여과 효율을 비교하였고, 두 모델 모두 효율의 경향성은 유사하였고, full 모델의 경우 입자가 작을수록 그 효율은 낮음을 알 수 있었다.
3. 출구를 외벽쪽으로 이동한 경우 이론적으로 거의 모든 입자들이 제거 됨을 확인 할 수 있었지만, 실제 구동조건에서는 입자들이 필터에서 흘러내려 바닥쪽으로 쌓이는 현상이 발생하여, 본 모델을 적용할 경우 입자들이 출구로 빠져나가게 된다. 이에 현장 적용성은 낮다고 판단된다.
4. 입구위치를 조절한 경우는, 입구가 상부에 위치한 경우가 효율이 높았다. 이는 입구를 블레이드 가까이 위치시킴으로서 입구에서 토

출된 입자는 블레이드의 영향을 많이 받게 되고, 외벽쪽으로 이송 효과가 크다.



제 5 장 원심력 제어를 통한 여과효율 분석

5.1 연구개요

기존연구의 결과로 Jung [48],[49]과 Pyo [50]는 원심오일정화기의 여과효율을 정화기의 회전속도, 불순물의 입자 크기 및 밀도에 대해 연구하였다. 그 결과 중 한 가지 데이터를 Fig. 5.1에 나타내었다. 그래프에서 알 수 있듯이 입자의 크기가 $20\ \mu\text{m}$ 이하에서는 그 효율이 약 40 % 에 머물러 있는 것을 확인 할 수 있다. Ko [24]의 연구에 따르면 최근 원심오일정화기에 대한 연구는 $4\ \mu\text{m}$ 이하의 미세 입자를 여과하는데 초점을 맞추고 있고, 이에 $20\ \mu\text{m}$ 이하의 미세 입자에 대한 여과 효율을 높이기 위하여 원심오일정화기의 회전 방식을 다양하게 적용하여, 원심력 제어를 통해 유동 특성 및 효율을 분석하였다.

원심력을 제어하기 위하여 Fig. 5.2와 같은 3가지 타입의 회전방식을 채택하였다. Case 1은 중심축과 필터가 위치하고 있는 외벽을 동시에 회전시키는 방식이다. 이는 기존에 채택되어 있는 방식이다. Case 2는 중심축은 정지상태로 있고, 외벽만 회전하는 형식이고, case 3는 외벽은 정지상태이며, 중심축만 회전하도록 설정하였다. Table 5.1에 회전방식을 케이스별로 정리하여 표시하였고, 이 세 가지 타입의 원심오일정화기를 수치해석을 통하여 유동특성 및 필터링 특성을 조사하였다.

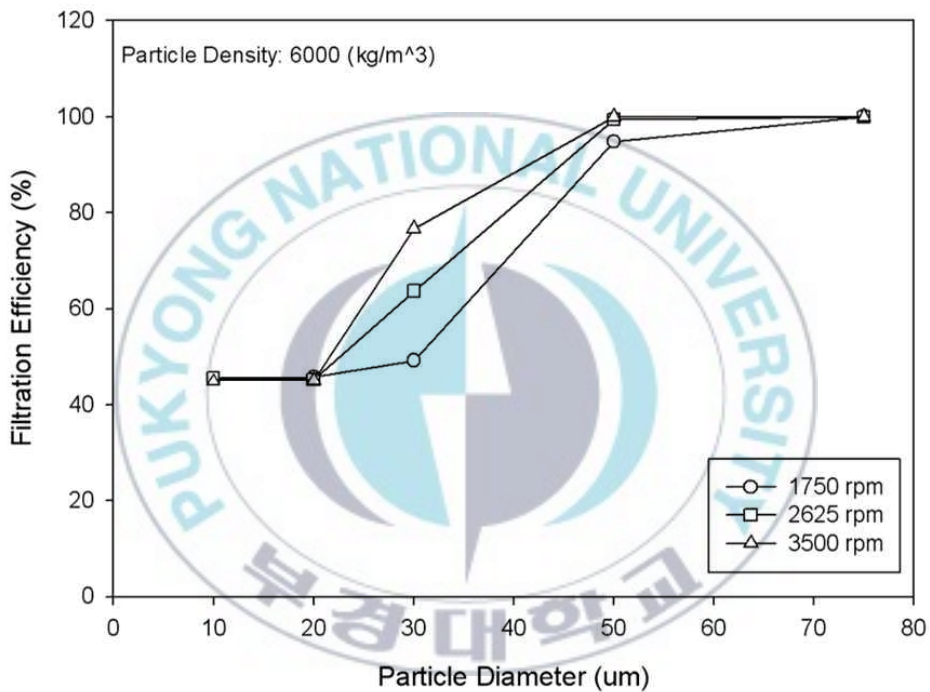


Fig. 5.1 Filtration efficiency for the various condition at the result of previous study(effect of particle size and rotating speed), Jung et al. [12]

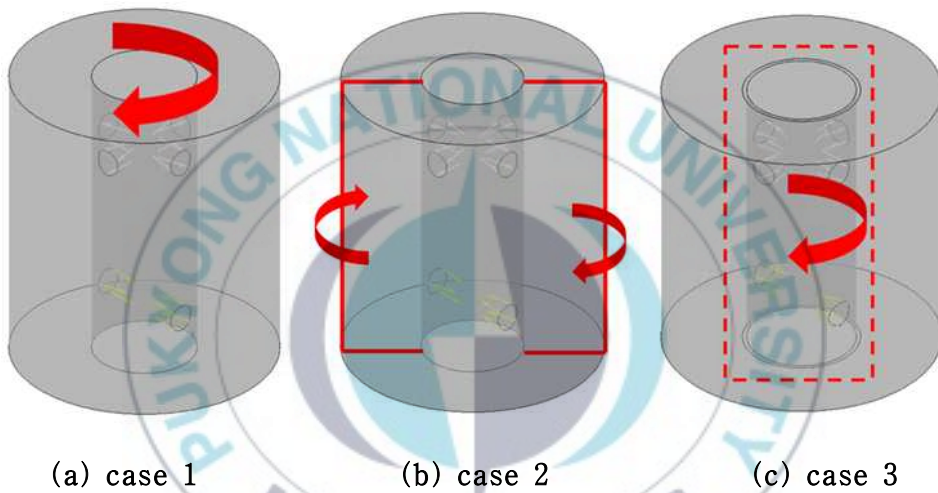


Fig. 5.2 Analysis domain of Three cases to control the centrifugal force

Table 5.1 Rotating conditions for control the centrifugal force

CASE	Rotating Condition	
	Center Axis	Outer Wall
CASE 1	rotation	rotation
CASE 2	×	rotation
CASE 3	rotation	×

5.2 해석모델 및 연구방법

Fig. 5.3에 원심력 제어를 위한 해석 domain을 나타내고 있다. 단순화된 형태의 원심오일정화기 형상을 사용하였으며, 상부에 4개의 inlet이 그리고 하부에 2개의 outlet이 위치한다. 역시 필터는 바깥쪽의 벽면에 위치한다. 격자는 사면체 격자와 벽면에는 prism layer를 형성하였다. 격자수는 약 700,000 cell 이다. Fig. 5.4에 형성된 격자의 형태를 나타내고 있다.

작동 유체로는 SAE 30 oil을 사용하였으며 그 물성치는 table 5.1에 나타내었다. 수치해석에 사용된 난류 모델로는 기존 해석과 동일하게 SST $k-\omega$ 모델을, 원심오일정화기의 회전효과를 위하여 MRF(Multiple Reference Frame) 모델을 사용하였다.

경계조건으로 입구에 0.92 kg/s 로 오일이 유입되는 mass flow inlet condition을 부여하였으며, 입자 거동을 살펴보기 위해 1000 개의 particle을 주입하였다. 출구는 대기압 조건을 사용하였다. 필터링 효율을 위한 외벽의 경계조건은 3, 4 장과 마찬가지로 벽면에 반발 계수가 0으로 하여 입자가 부착되는 경계조건을 사용하여 평가하였다. 사용된 입자 크기는 4 μm 이다.

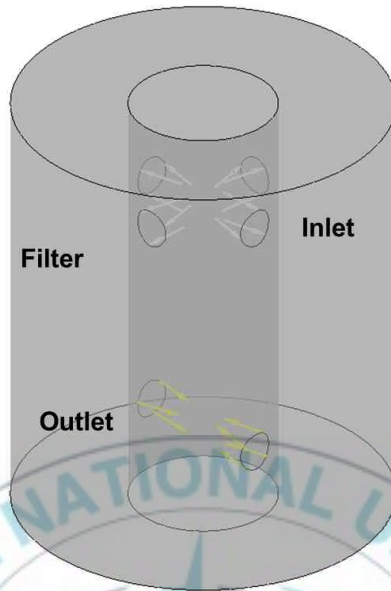


Fig. 5.3 Analysis domain to control the centrifugal force

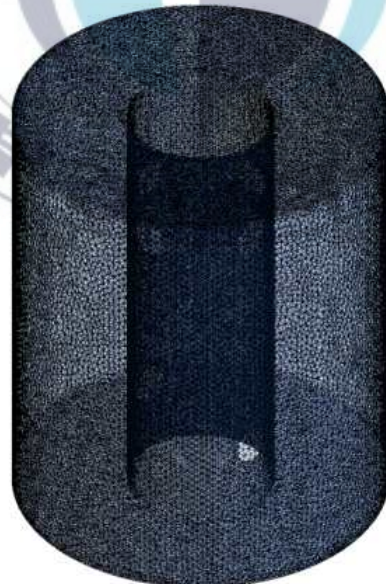
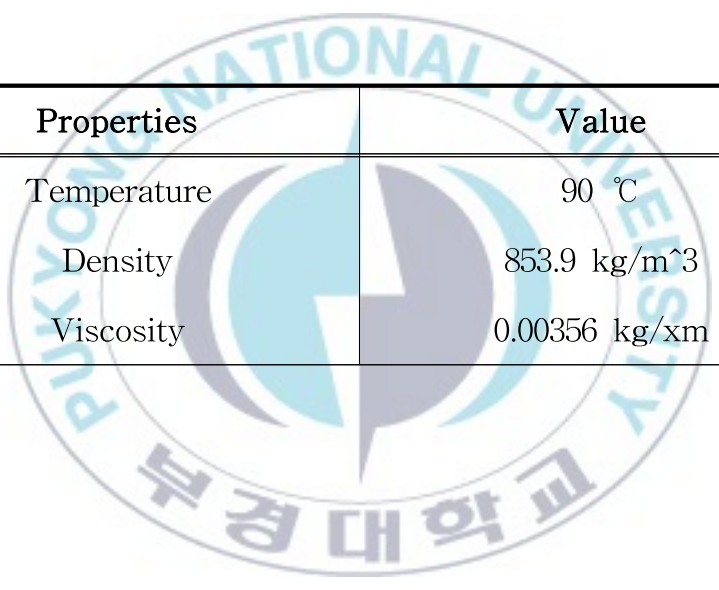


Fig. 5.4 Grid system for analysis

Table 5.2 Physical properties of SAE 30 oil



Properties	Value
Temperature	90 °C
Density	853.9 kg/m ³
Viscosity	0.00356 kg/xm

5.3 수치해석 결과

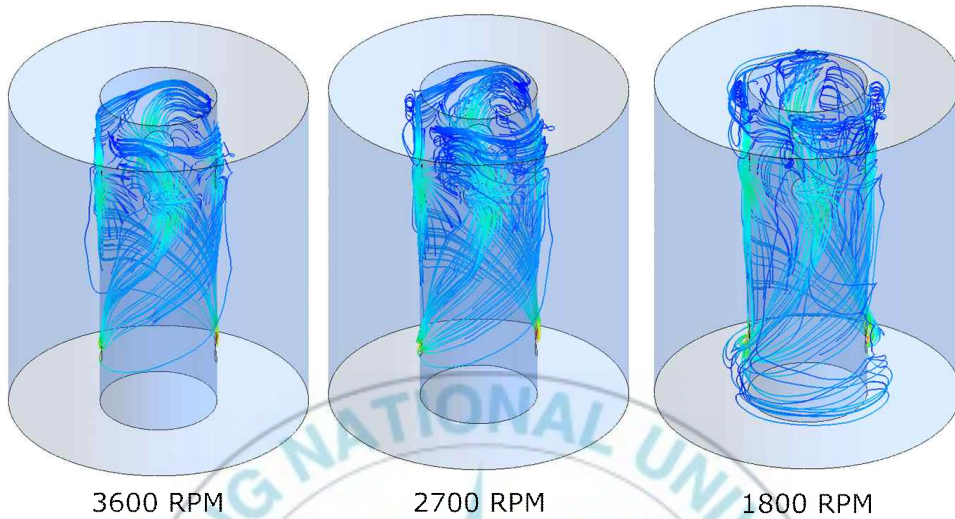
5장에서는 원심력 제어 방식에 따른 원심오일정화기의 유동특성 및 그 효율을 조사하였다. Fig. 5.5 ~ Fig. 5.7에 각 케이스별로 유동장 및 particle의 거동을 나타내었다.

먼저 case 1(전체 회전)의 경우를 살펴보면 유동장은 회전속도에 상관없이 유동이 외벽 쪽으로 퍼지지 못하고 출구로 대부분 빠져 나가는 것을 알 수 있다. 그리고 입자의 거동에서는 회전속도가 낮은 경우 입자가 외벽 쪽으로 퍼져 나가는 현상을 목격할 수 있지만, 그 효율에는 큰 영향을 주지 않았다.

Case 2(외벽 회전)의 경우는 외벽이 회전함에 의해 외벽 쪽의 유동 속도가 점성력에 의해 빠르게 분포하고 있고, 유동패턴이 외벽쪽으로 고르게 퍼져 있음을 확인 할 수 있다. 입자 분포에서는 입구에서 나온 입자들이 외벽 쪽으로 퍼져 나감에 있어서, 입구 주위로 모여 있음을 보여주고 있다. 그리고 회전속도가 높아짐에 따라, 분포층은 얇아짐을 알 수 있다.

Case 3(중심축 회전)은 유동장 및 입자 거동 모두 외벽 쪽으로 많이 퍼져 나감을 알 수 있다.

입자 거동에서 case 1에 비해 case 2 와 case 3에서 입자가 외벽 쪽으로 많이 이동하는 형태를 보였다.



(a) streamline



(b) particle tracking

Fig. 5.5 Flow pattern and particle behavior at CASE 1

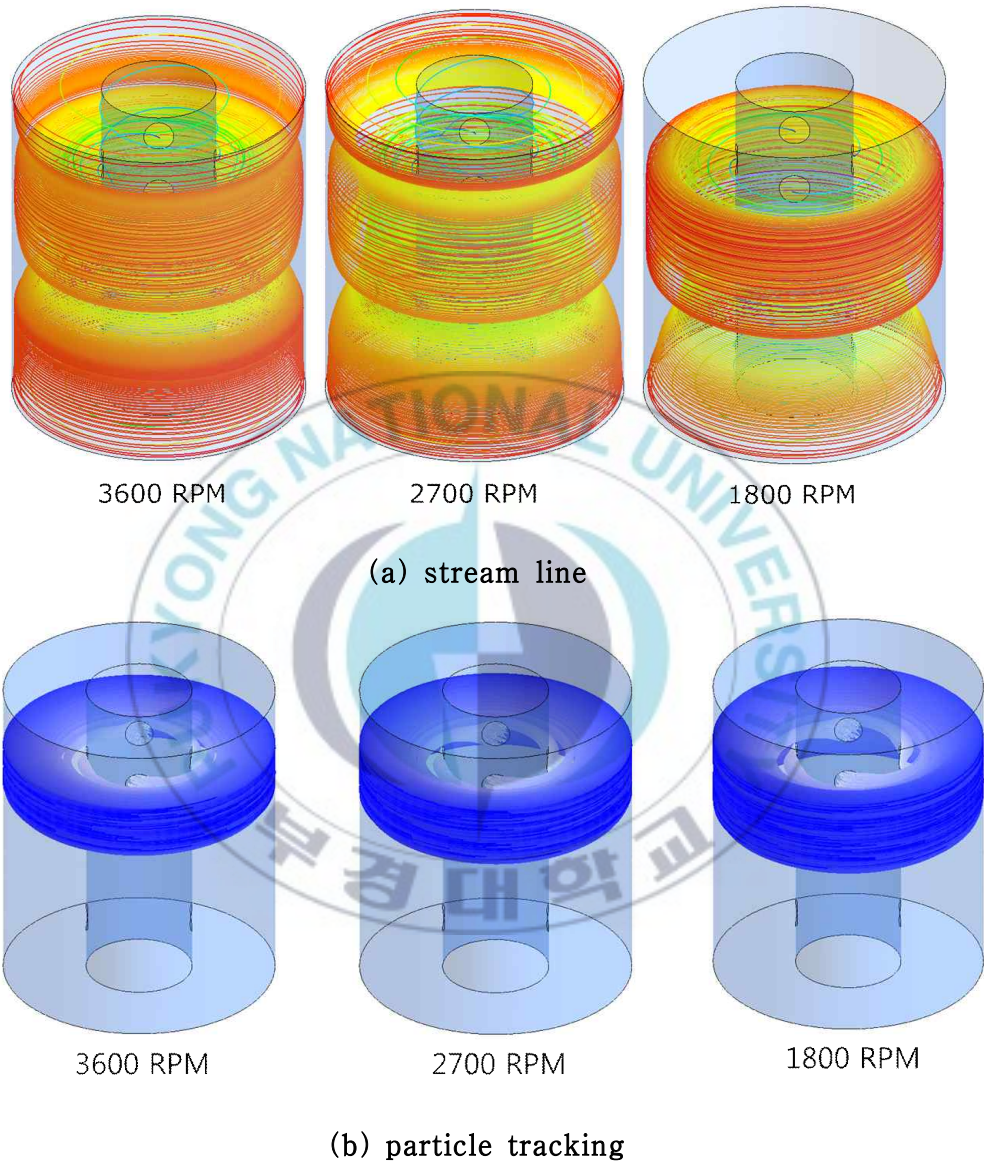
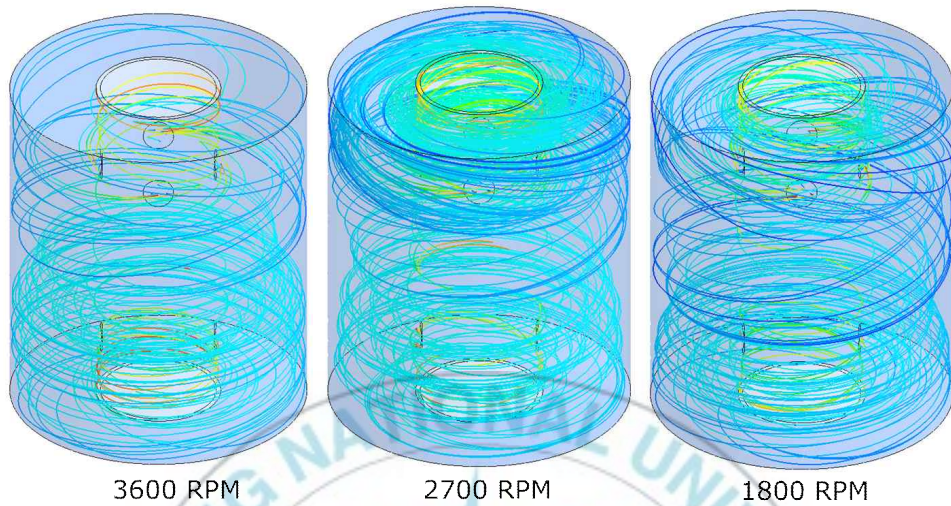


Fig. 5.6 Flow pattern and particle behavior at CASE 2



(a) streamline



(b) particle tracking

Fig. 5.7 Flow pattern and particle behavior at CASE 3

Figure 5.8 에 세 가지 case에 회전속도 3600 rpm일 경우의 대한 압력 분포를 나타내고 있다. 회전 방식에 따라서 그 압력 분포가 차이가 남을 알 수 있다. 중심축에서 외벽까지의 차압을 살펴보면 case 1이 약 400 kPa 인 반면, case 2와 case 3는 각각 약 40 kPa과 20 kPa 로 낮은 차압을 보여주고 있다. 즉 case 1의 경우가 case 2와 case 3의 차압에 비해 약 10배 정도 높다. 이런 높은 차압으로 인해 case 1에서 입자들이 외벽쪽으로 이동하는 것을 방해하는 것을 알 수 있다.



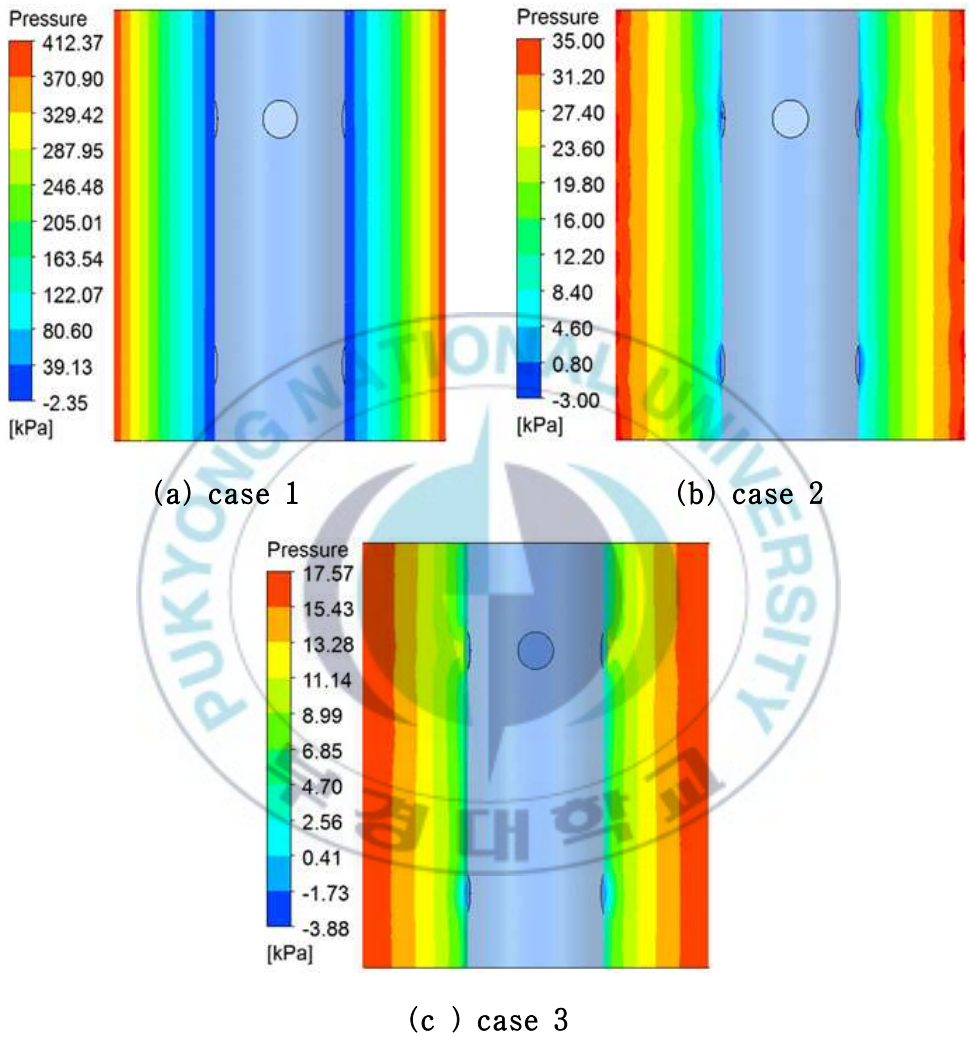


Fig. 5.8 Pressure distribution at sectional plane along the case

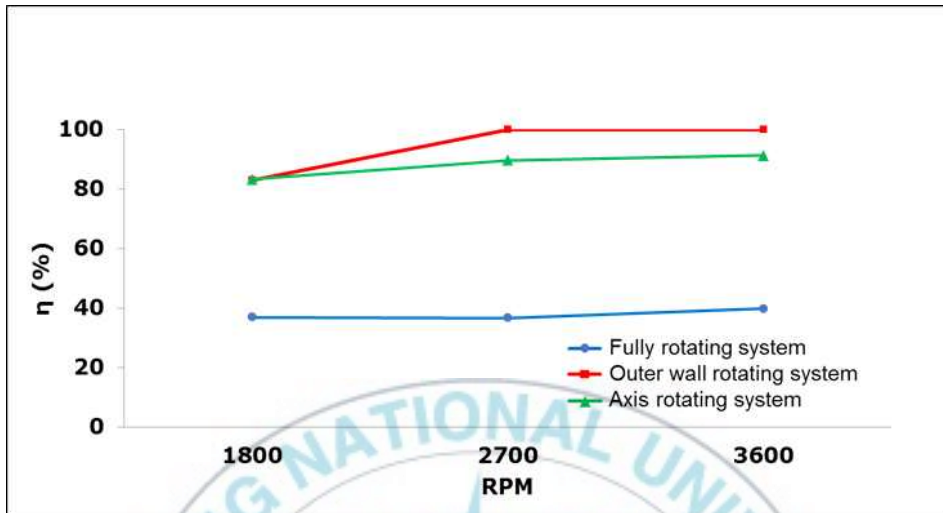


Fig. 5.9 The filtration efficiency estimation for the various rotating system conditions

Figure 5.9에 회전 방식 그리고 회전 속도에 따른 여과 효율의 변화를 나타내었다. 본 장에서는 $4\ \mu\text{m}$ 의 미세입자를 사용하였고, 이보다 큰 약 $20\sim 50\ \mu\text{m}$ 의 입자들은 Fig. 5.1의 그래프에서도 알 수 있듯이 회전속도에 영향을 많이 받는다. 하지만 $4\ \mu\text{m}$ 정도의 미세입자의 경우 회전속도에 대한 영향은 거의 없음을 알 수 있다. 그리고 case 2와 case 3의 경우가 case 1의 효율보다 약 2배 이상 높게 나왔다. 이는 전체회전 방식보다 원심력 제어에 의한 효과가 있음을 보여주고 있다.

5.4 결과 요약

20 μm 이하의 미세 입자에 대해 불순물 제거 효율을 분석 그리고 향상시키기 위하여 원심력 제어기법을 통해 유동 패턴 및 그 효율을 살펴보았다. 본 연구를 요약하면 다음과 같다.

원심력 제어를 위하여 3가지 형태의 원심오일정화기 회전방식을 도입하였으며, case 1은 중심축과 외벽이 모두 회전하는 전체회전방식, case 2는 중심축은 정지상태이며 외벽만 회전하는 방식, case 3은 중심축만 회전하고 외벽은 정지상태인 방식이다.

각 케이스에 대해 여과효율 분석 결과, 전체회전 방식(case 1)에 비해 중심축 그리고 외벽만 회전하는 방식(case 2, case 3)이 그 효율이 2배 정도 높게 나타났다. 이는 유동장 내부의 압력차에 기인한 것으로 판단된다.

제 6 장 결 론

본 논문은 원심오일정화기 내부의 유동특성 및 불순물의 입자거동을 수치해석을 통하여 필터링 효율을 분석하였고, 여과 효율을 높이기 위한 parametric study 및 원심력 제어를 통한 미세입자에 대한 효율증가 방안에 대해 연구하였다. 그 결론은 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 입자의 밀도, 입자 크기, 그리고 원심오일정화기의 회전속도에 대하여 평가를 실시하였고, 입자 밀도가 클수록, 입자 크기가 클수록 그리고 회전속도가 높을수록 필터링 효율이 높았다.
2. 블레이드 개수에 따른 여과효율 연구에서는 8 blade 모델이 다른 blade 모델(4, 12 blade model)에 비해 가장 높은 효율을 보여주었다. 하지만 50 μm 이상의 입자 크기 영역에서는 효율의 증가추세가 감소함을 보였다.
3. 입구 높이에 따른 효율 분석은, 입구가 제일 상부에 위치한 경우가 효율이 높았다. 이는 입구를 블레이드 가까이 위치시킴으로서 입구에서 토출된 입자는 블레이드의 영향을 많이 받게 되고, 외벽쪽으로 이송 효과가 큼을 알 수 있다.

4. 원심력 제어 방식에 따른 여과효율 분석 결과, 전체회전 방식 (case 1)에 비해 중심축 그리고 외벽만 회전하는 방식(case 2, case 3)의 효율이 약 2배 정도 높게 나타났다.



참 고 문 헌

1. MANN+HUMMEL GMBH, Business Unit Industrial Filters, https://www.mann-hummel.com/fileadmin/user-up-load/service/catalogues/pdf/MH_Centrifuges_en.pdf, Accessed August 13, 2013
2. S. H. Jeong, "A Study on the Standard Criteria of Solid Particle Separation Test for Marine Centrifugal Purifier", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 8, pp. 1028-1034, 2007
3. S. H. Jeong, "A Study on the Designation of Standard Solid Test Particles for Marine Centrifugal Purifier Performance Test", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 6, pp. 804-809, 2007
4. 일본공업학회, "선박용 원심 유청정기 육상시험방법(JIS F 6601)", pp. 1-4, 1996
5. 한국표준협회, "선박용 원심식 기름 청정기 육상시험방법(KS V 6611)", pp. 1-4, 2004
6. U.S NAVY NAVSEA SYSTEM COMMAND, "Purifier, Centrifugal, Fuel and Lube oil, Manual sludge discharge type(MIL-P-20632B (SH))", pp. 1-18, 1992
7. U.S NAVY NAVSEA SYSTEM COMMAND, "Purifier,

- Centrifugal, Fuel and Lube oil, Auto. sludge discharge type(MIL-P-24710A (SH))", pp. 1-24, 1993
8. I. Y. Lee and J. W. Kim, "A Basic Study on the Integrated Lubrication System for Large Scale Marine Diesel Engines", Spring Conference of the Korean Society for Power System Engineering, pp. 262-266, 2003
 9. J. M. Kim, J. H. Lee, Y. K. Yoon and H. D. Kim, "A Study of the Performance Improvement of a Centrifugal Separator for Gas-Liquid Two-Phase Flow", Proceedings of the KSME 2007 Spring Annual Meeting, pp. 3352-3357, 2007
 10. K. H. Bang, K. K. Kim, Y. A. Song and P. S. Kim, "Numerical analysis of Fluid Flow and Filtering Efficiency in Centrifugal Oil Filter", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 33, No. 6, pp. 867-872, 2009
 11. D. E. Smiles, "Centrifugal filtration of particulate systems", Chemical Engineering Science 54, pp. 215-224, 1999
 12. J. R. Philip, D. E. Smiles, "Macroscopic analysis of the behavior of colloidal suspensions", Adv. Colloid Interface Sci., 17, pp. 83-103, 1982
 13. C. P. Chu and D. J. Lee, "Experimental analysis of Centrifugal dewatering process of polyelectrolyte flocculated waste activated sludge", Water Res. Vol. 35, No. 10, pp.

2377-2384, 2001

14. I. L. Chang, C. P. Chu and D. J. Lee, "Filtration followed by expression characteristics of polymer flocculated clay cludge", *Journal of Colloid Interface Science*, 185, pp. 335-342, 1997
15. C. P. Chu and D. J. Lee, "Moisture distributions in sludges: effects of cationic polymer conditioning", *Journal of Environ. Engng. ASCE* 125, pp. 34-345, 1999
16. J. C. Kim and K. W. Lee, "Experimental Study of Particle Collection by Small Cyclones", *Aerosol Sci. Technol.*, Vo. 12, pp. 1003-1015, 1990
17. D. L. Iozza and D. Leith, "The Logistic Function and Cyclone Fractional Efficiency", *Aerosol Sci. Technol.*, Vol. 12, pp. 598-606, 1990
18. A. Avci and I. Karagoz, "Effects of Flow and Geometrical Parameters on the Collection Efficiency in Cyclone Separators", *Aerosol Sci. Technol.*, Vol. 34, pp. 937-955, 2003
19. A. Avci, and I. Karagoz, " Theoretical Investigation of Pressure losses in Cyclone Separators", *Int. Commucation in Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 107-117, 2001
20. R. E. Jr. DeOtte, "A Model for the Prediction of the Collection Efficiency Characteristics of a Small Cylindrical

- Aerosol Sampling Cyclone", *Aerosol Sci. Technol.* Vol. 12, pp. 1055-1066, 1990
21. R. L. Grane, L. N. Barbaris and P. Behrouzi, "Particulate Behavior in Cyclone Separators with Secondary Gas Extraction", *Aerosol Sci. Technol.*, Vol. 23, pp. 765-768, 1992
 22. J. B. Wedding, M. A. Weigand and T. A. Carney, "A 10um Cutpoint Inlet for the Dichotomous Sampler", *Environ. Sci. Technol.*, Vol. 16, pp. 602-606, 1982
 23. B. Zhao, "Development of a New Method for Evaluating Cyclone Efficiency", *Chem. Engineering and Process*, Vol. 44, pp. 447-451, 2005
 24. H. G. Ko and H. S. Kim, "Theoretical analysis and experimental evaluation of small cyclone separator to remove fine particulate matter", *Journal of KSME(A)*, Vol. 37, No. 1, pp. 77-82, 2013
 25. W. Peng, A. C. Hoffmann, H. W. A. Dries, M. A. Regelink, L. E. Stein, "Experimental study of the vortex end in centrifugal separators: the nature of the vortex end", *Chemical Engineering Science* 60, pp. 6919-6928, 2005
 26. U. Piomelli, "Large-deey simulation: achievements and challenges", *Progress in Aerospace Sciences* 35, pp. 335-362, 1999

27. G. I. Pisarev, A. C. Hoffmann, W. Peng, H. A. Dijkstra, "Large Eddy Simulation of the vortex end in reverse-flow centrifugal separators", Applied Mathematics and Computation 217, pp. 5016-5022, 2011
28. A. Cenedese, G. Querzoli, "Lagrangian study of the convective boundary layer using the image analysis", Proceedings of Seventh International Symposium on Application of Laser Anemometry to Fluid Mechanics, pp. 22.1.1-22.1.6, 1994
29. J. S. Shuen, L. D. Chen and G. M. Faeth, "Prediction of the Structure of Turbulent, particle-Laden Round Jets", AIAA Journal, Vol. 21, No. 11, pp. 1483-1484, 1983
30. Q. F. Zhang, J. S. Shuen, A. S. P. Solomon and G. M. Faeth, "Structure of Ducted Particle-Laden Turbulent Jets", AIAA Journal , pp. 1123-1125, 1985
31. Vikrant Singh and Simon Lo, "Predicting pressure drop in pneumatic conveying using the discrete element modelling approach", Progress in Computational Fluid Dynamics, Vol. 10, Nos. 5/6, pp. 334-340, 2010
32. S. Luding, "Collisions & contacts between two particles", in: Physics of dry granular Media, Kluwer Academic Publishers, Dordredht, 1998

33. D. L. Hiden and W. J. Mayer, "The contribution of engine oil to particulate exhaust emissions from lightly duty diesel powered vehicles", SAE 841395
34. M. E. York, "Extending engine life and reducing maintenance through the use of a mobile oil refiner", SAE 831317
35. G. E. Andrews, M. K. Abbass, S. Abdelhalin, Y. Shen, P. T. Williams and K. D. Bartle, "The determination of the lubricating oil fraction of diesel particulates", The 1991 European Aerosol Conference, J. Aerosol Sci., Vol. 22, pp. 5459-5462, 1991
36. M. Miyahara, Y. Watanabe, Y. Naitoh, K. Hosonuma and K. Tamura, "Investigation into extending diesel engine oil drain interval(Part1)-oil drain interval extension by increasing efficiency of filtering soot in lubrication oil", SAE 912339
37. Andrews, Gordon, Li, Ju, Xu, Jie, M. H. Jones, J. Hall, A. A. Rahman and S. Saykali, "Oil quality in diesel engines with on line oil cleaning using a heated lubrication oil recycler", SAE 1999 Transactions Journal of Fuels and Lubricants. pp. 1482-1502, 1999
38. F. R. Menter, "Zonal two equation turbulence models for aerodynamic flows", AIAA Paper, 1993-2906, 1993

39. F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA J.* Vol. 32, No. 8, pp. 269-289, 1994
40. S. A. Morsi and A. J. Alexander, "An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow systems", *J. Fluid Mechanics*, Vol. 55, No. 2, pp. 193-208, 1972
41. Ansys CFX Release 11.0 manual, ANSYS Inc., 2006
42. Geankoplis, Christie J. "Transport Process and Unit Operations", 3rd edition, Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall PTR, pp. 830-835, 1978
43. Perry R. H. and Green D., "Perry's Chemical Engineers Handbook", 6th ed. New York: McGraw-Hill Book Company, pp. 19-90, 1986
44. A. Oztekin, B. R. Seymour and E. Varley, "Pump flow solution of the Navier-Stokes equations", *Studies in Applied Math*, Vol. 107, pp. 1-41, 2001
45. F. P. Incropera and D. P. Dewitt, "Introduction to Heat Transfer", 3rd ed., John Wiley & Sons, 1996
46. F. M. White, "Fluid Mechanics", 2nd ed., McGraw-Hill, 1979
47. A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", Theory, Design and Application, KriegerPubCo, 2007
48. H. Y. Jung, Y. H. Choi, Y. W. Lee and D. H. Doh,

- "Numerical visualization of Fluid Flow and Filtration Efficiency in Centrifugal Oil Purifier", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 34, No. 1, pp. 84-91, 2010
49. H. Y. Jung, S. B. Kwon, Y. H. Choi, Y. W. Lee, "Influence on centrifugal force control in a self-driven oil purifier", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 38, No. 10, pp. 1251-1256, 2014
50. Y. S. Pyo, H. Y. Jung, Y. H. Choi, D. H. Doh and Y. W. Lee, "Seperation Characteristics of Particles in a self-rotating type Centrifugal Oil Purifier", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 38, No. 2, pp. 147-153, 2014

연구 업적

Journal Papers

1. 정호윤, 이연원, 김영덕, “날개 형상이 수직축 풍력터빈의 정지 기동특성에 미치는 영향 해석”, 한국풍공학회논문집, 제 13 권, 제 3 호, pp. 163-168, 2009
2. Ho-Yun Jung, Yoon-Hwan Choi, Yeon-Won Lee, Deog-Hee Doh, “Numerical Visualization of Fluid Flow and Filtration Efficiency in Centrifugal Oil Purifier”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 34, No. 1, pp. 84-91, 2010
3. Ho-Yun Jung, Sun-Beom Kwon, Yoon-Hwan Choi, “Influence on Centrifugal Force Control in a Self-driven Oil Purifier”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 38, No. 10, pp. 1251-1256, 2014
4. M. A. Taher, Ho-Yun Jung, Yeon-Won Lee, “Fluid flow Behaviors around Wedge-shaped Body using Lattice Boltzmann Method”, The Korean Society for Power System Engineering, Vol. 13, No. 4, pp. 24-30, 2009

5. Young-Seok Pyo, Ho-Yun Jung, Yoon-Hwan Choi, Deog-Hee Doh, Yeon-Won Lee, "Separation characteristics of particles in a self-rotating type centrifugal oil purifier", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 38, No. 2, pp. 147-153, 2014
6. 한호윤, 정호윤, 박영규, 최윤환, 이연원, "서랍식 김치냉장고의 최적 유로 설계를 위한 유동특성에 관한 연구", 한국동력기계공학회지, 제 15 권, 제 5 호, pp. 37-42, 2011
7. 김윤규, 정호윤, 최윤환, 이연원, "양문형 냉장고 냉동실 결빙원 인해석 및 최소화 방안", 한국동력기계공학회지, 제 14 권, 제 1 호, pp. 34-39, 2010
8. 리리, 이종훈, 정호윤, 이연원, 김재환, "피스톤 냉각용 엔진오일 제트 유동특성", 한국동력기계공학회지, 제 10 권, 제 4 호, pp. 50-55, 2006
9. Kui Ming Li, Nanjundan Parthasarathy, 박영규, 정호윤, 최윤환, 이연원, "해양 파력 발전 시스템 설계를 위한 부유체 거동에 관한 연구", 한국마린엔지니어링학회지, 제 35 권, 제 5 호, pp. 632-639, 2011

Proceedings

1. 정호윤, 이연원, “고로 노저부 유동특성 수치모사”, 한국동력기계공학회 2008추계학술대회논문집, pp. 73-76, 2008
2. 정호윤, 최윤환, 이연원, 김영덕, “날개 형상이 수직축 풍력터빈의 기동특성에 미치는 영향 해석”, 2009 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 406-407, 2009
3. 정호윤, 박영규, 최윤환, 이연원, 도덕희, “선박 엔진용 원심 오일 정화기의 유동특성 조사 및 여과효율 증진에 관한 연구”, 대한기계학회 2010년도 추계학술대회 강연 및 논문 초록집, pp. 3362-3365, 2010
4. 정호윤, 이연원, 김영덕, “수직축 풍력터빈의 기동특성 시뮬레이션”, 제 11회 한국풍공학회 학술대회, pp. 127-132, 2008
5. 정호윤, 최윤환, 이연원, 도덕희, “원심 오일 정화기의 유동 특성 및 여과효율 증대를 위한 개선연구”, 2010년도 한국마린엔지니어링학회 공동학술대회 논문집, pp. 267-268, 2010
6. 정호윤, 최윤환, 이연원, 도덕희, “원심 오일 정화기의 유동해석

및 여과 효율에 관한 연구”, 2009 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 566-567, 2009

7. 정호윤, 박재성, 강진수, 윤희철, 이연원, “유기성 슬러지 양생장치의 건조특성”, 대한기계학회 2007년도 춘계학술대회 강연 및 논문 초록집, pp. 3310-3314, 2007

8. 정호윤, 이종훈, 이연원, “회전 원형실린더에 부착된 헬리컬 Strip의 영향에 관한 연구”, 대한기계학회 2008년도 춘계학술대회 논문집, pp. 409-413, 2008

9. 김윤규, 정호윤, 최윤환, 이연원, “Chest type 김치냉장고의 열전달 및 내부유동 특성”, 한국동력기계공학회 2009춘계학술대회논문집, pp. 63-68, 2009

10. 이규명, 박영규, 정호윤, 최윤환, 이연원, “CFD를 이용한 초고압 수은등의 물리현상 가시화”, 2010년도 한국가시화정보학회 추계학술대회, pp. 179-182, 2010