



공학석사 학위논문

선박 조타기 시스템 열평형 메카니즘 도출에 관한 연구

A study on the thermal equilibrium of the steering gear system



2017년 02월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김 주 원

본 논문을 김주원의 공학석사 학위논문으로 인준함.



한국해양대학교 일반대학원



목 차

List of Tables iv
List of Figures iv
Abstract vi
제1장 서론
l.l 연구 배경 및 목적
1.2 연구 내용 및 범위
1.2.1 선박용 조타기
1.2.2 해석 대상 조타기
THE AND OCE 11
제 2 장 열평형 방정식
2.1 유압펌프의 발열이론
2.2 유압회로의 발열이론
2.3 유압회로의 방열이론
제 3 장 온도 상승 해석 20
3.1 Ansys CFX를 이용한 발열 해석
3.1.1 모델링
3.1.2 격자생성
3.1.3 유체 물성 조건
3.1.4 해석 조건 및 방법
3.1.5 해석 결과
3.2 SimulationX를 이용한 발열 해석
3.2.1 모델링
3.2.2 해석 결과 40
3.3 방열 해석43
3.3.1 총괄열전달계수 43
3.3.2 방열량45
3.4 열평형 온도

제 4 장 온도	트 상승 실험	48
4.1 실험 7	장치 구성	48
4.2 실험 4	결과	50

- 제 **5 장 해석 · 실험 결과 분석………**52





List of Tables

Table	1.	Specification of the steering gear	7
Table	2.	Minor loss factors for elbows and bends	15
Table	3.	Property of working fluid	26
Table	4.	The temperature increase in hydraulic pump	33
Table	5.	The pressure loss in hydraulic circuit	40

List of Figures

Fig.	1	Position of steering gear in the ship2
Fig.	2	Ram type steering gear4
Fig.	3	Rotary vane type steering gear4
Fig.	4	Geometry of the steering gear
Fig.	5	Hydraulic circuit of the steering gear
Fig.	6	Picture of the steering gear system for analysis
Fig.	7	Geometry of bends and elbows
Fig.	8	Internal flow field of the cylinder
Fig.	9	Internal flow field of the valve block 23
Fig.	10	Internal flow field of the valve plate
Fig.	11	Geometry of the entire flow field24
Fig.	12	Generated grid for calculation domain
Fig.	13	Dependence of the bulk modulus and the oil density on the
pres	sur	e 28
Fig.	14	Boundary conditions 30
FIg.	15	Rotation axis 31
Fig.	16	Piston displacement vs time for one cycle
Fig.	17	Convergence of the temperature increase of the discharged
fluid		
Fig.	18	The hydraulic circuit of steering gear

Fig. 19 The modeling of directional control valve in spool
Fig. 20 The performance curve of directional control valve
Fig. 21 The modeling of flow line in manifold
Fig. 22 The modeling of pipe
Fig. 23 The modeling of cylinder
Fig. 24 Flow diagram of the pressure measurement
Fig. 25 Pressure loss of the cylinder with respect to time
Fig. 26 Pressure loss of the valve with respect to time
Fig. 27 Analysis result for temperature increase of the fluid in the tank
with respect to time 47
Fig. 28 Steering gear used in experiment 48
Fig. 29 Temperature increase according to time in experiment 50
Fig. 30 Comparison of the numerical result for temperature with the
experimental one





A study on the thermal equilibrium of the steering gear system

Kim, Ju Won

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University



Steering gear is an important machine for setting and changing the route of the ship, which is mostly operated by hydraulic pressure. In the steering gear using the hydraulic system, a lot of heat is generated and accumulated by the internal hydraulic flow with high pressure in hydraulic pump and actuators, which increases the temperature of hydraulic oil. Temperature increase of the steering gear changes the viscosity of hydraulic oil and adversely affects the entire steering gear. It is customary to measure and estimate temperature increase to determine the effects of temperature on the steering gear system.

In this study, temperature increase of steering gear system is obtained numerically by using the Ansys CFX and SimulationX. The



goal of this study is to establish a method to obtain equilibrium temperature of the steering gear system through confirmation of the numerical results by comparing with experimental ones.

This study shows that the numerical result of the temperature is about 3.7 °C higher than experimental one, which is quite acceptable.

KEY WORDS : Steering gear 조타기; Thermal equilibrium 열평형;

Hydaulic System 유압시스템





제1장 서론

1.1 연구 배경 및 목적

조타기는 배의 항로를 설정 및 변경해주는 중요한 기계로서 대부분 유압에 의 해 작동된다. 유압기는 높은 압력의 유체를 공급함으로써 큰 힘을 낼 수 있는 장 치로 여러 분야에서 없어서는 안 될 중요한 기계이다. 선박의 항해에 있어 반드 시 필요한 조타장치는 인간의 힘을 이용하여 구동할 수 있는 소형을 제외하고는 대부분 유압시스템을 이용하게 되며 국내의 업체에서 생산 중에 있다.

유압시스템을 이용하는 조타기는 펌프, 액츄에이터 등 높은 압력이 작용하는 내부의 유압흐름에서 많은 열이 발생하고 축적되며 이는 조타기 작동유의 온도를 상승시킨다. 조타기의 온도 상승은 작동유의 점도에 변화를 일으키고 유압시스템 전체에 악영향을 미쳐 여러 가지 문제의 원인이 된다. 온도 상승이 조타기에 미 치는 영향을 알기 위해 경험식을 이용하여 계산 또는 조타기를 실험하여 직접 온 도를 측정하고 온도 상승을 추측하는 것이 현실이다. 작동유 온도 유지를 위해 탱크의 방열 면적을 늘이거나 오일쿨러와 같은 냉각장치를 사용하며, 탱크의 면 적이나 냉각장치 용량 선정을 위해 발열량의 정량적 계측에 관한 연구가 필요하 다.

본 연구에서는 조타기 시스템의 각 부에서 여러 가지 원인에 의해 에너지 손 실일이 발생하며, 손실된 에너지는 모두 열로 전환된다고 가정한다. 이때 일정 시 간이 지나면 조타기 시스템에서 발생하는 열과 외부로 방열되는 열이 평형을 이 루어 시스템 온도가 더 이상 상승하지 않는데 이를 열평형이라 한다. 상용화 된 해석프로그램인 Ansys CFX를 이용하여 유압 펌프 내부에서 발생하는 점성 저항 에 의한 작동유 온도 상승을 해석하고 SimulationX를 이용하여 조타기 내부 부품 의 압력 손실에 의한 에너지 손실로 발생하는 작동유 온도 상승을 해석한다. 또 한 실제 조타기 시스템의 온도상승을 알기 위해 자동조타에 의한 온도상승 실험 을 실시하고 해석을 통해 나온 값과 실험을 통해 나온 값을 비교한다.



예측한 열평형 온도와 실험을 통해 나온 열평형 온도의 차이를 적게 하여 실험 을 반복하지 않고 설계할 수 있는 조타기 내부 작동유 유동의 열평형 분석을 위 한 해석모델을 만들고 조타기의 개발에 사용할 수 있는 열평형 메카니즘을 확립 하고자 한다.

1.2 연구 내용 및 범위

1.2.1 선박용 조타기

(1) 개 요

조타기(Steering Gear)란 선박의 진행 방향을 바꾸기 위하여 타(Rudder)를 조종 하는 장치이다. 자동차의 핸들 장치와 같은 역할을 하며, 유압의 힘을 이용하여 타를 움직인다. 조타기는 선박에서 Fig. 1 과 같이 장착된다. 조타기는 선박의 선 미 외부에 장착된 타두재(Rudder Stock)를 회전하기 위해 타 위쪽에 장착되며 조 타실(Stand)에서는 통신을 이용하여 조타기를 원격 구동하면서 상태를 모니터링 한다.



Fig. 1 Position of steering gear in the ship

조타기에는 여러 가지 종류가 있지만 타를 회전시키는데 매우 큰 힘을 필요로 하기 때문에 유압장치가 주로 사용되며 유압 구동을 위해 전동기를 채용하는 전 동 유압식 조타장치가 사용된다. 이 방식은 모터가 유압펌프(Hydraulic Pump)를 일정 속도로 구동시키고, 토출된 작동유(Oil)가 액츄에이터(Actuator)를 움직이고 틸러(Tiller)를 회전시켜 타두재(Rudder stock)와 타를 움직인다. 이러한 액츄에이터 의 종류에는 램형(Ram Type)과 회전익형(Rotary Vane Type)이 있다.

- 램형(Ram Type, Rapson Slide Type)

Collection @ kmou

램(Ram Piston)이 삽입이 된 유압 실린더(Cylinder)를 일직선상에 배치하고, 이 램과 타두재에 연결이 된 틸러(Tiller)를 핀(Pin)으로 결합하면 램의 직선운동이 틸 러를 통하여 회전운동으로 전환되어 타를 움직이게 된다. 즉, 램에서 발생한 추력 이 틸러를 거쳐 타두재에 회전력(Torque)를 전달하는 방식이다.

실린더로 보내는 작동유는 오일탱크(Oil Tank) 내부의 유압펌프로부터 얻어지고 펌프는 축과 연결된 유도전동기로부터 동력을 얻는다. 펌프로부터 토출된 유량은 매니폴드(Manifold) 및 매니폴드에 장착된 밸브류를 거쳐 실린더로 공급된다.

램 양쪽 끝에 유압실린더가 일직선상으로 배치되어 있어서 타각(Rudder Angle) 이 클수록 틸러의 회전반경도 커져서 타두재에 전달하는 회전력도 증가하는 구조 적인 장점을 가지고 있다.

Pump control type 이나 Valve control type 모두 가능하며, 대형선에서는 Pump control type(가변펌프)을 적용하고, 소형선에서는 Valve control type(고정펌프)을 적용한다.



Fig. 2 Ram type steering gear

- 회전익형(Rotary vane type)

Fig. 3 은 회전익형 조타기로서 램형 조타기에 비해 최근에 개발되었다. 유압펌 프에서 발생한 유압이 로터(Rotor)의 회전날개에 가해지고 이 압력에 의해서 발생 한 힘은 타두재를 회전시키는 회전력이 되어 타를 움직이는 방식이다. 타두재에 전달하는 회전력은 타각(Rudder angle)에 관계없이 일정하며, 구조적으로 타각이 큰 선종에 유리하다.



Fig. 3 Rotary vane type steering gear



(2) 주요 부품 및 구조

본 연구는 FLUTEK FTP-295-11, 램형 조타기를 해석 모델로 하여 진행되었다. 조타기는 기계 부문, 유압 부문, 전기 부문 크게 세 부문으로 나눌 수 있다.

- 기계 부문 (Mechanical Part)

기계 부문은 틸러(Tiller), 램(Ram), 실린더(Cylinder)등으로 이루어져 있다. 램의 양 끝단에는 실린더가 장착되며 양 실린더에 램 가이드가 바로 연결되어 있다. 램의 추력은 램핀을 통해 틸러로 전송되며 포크 타입으로 생긴 틸러가 램의 직선 운동을 회전운동으로 바꾸어 램에서 발생한 추력을 키를 통하여 타두재 및 타에 전달한다.



Fig. 4 Geometry of the steering gear

- 유압 부문 (Hydraulic Part)

Collection @ kmou

유압 부문은 오일탱크(Oil Tank), 유압펌프(Hydraulic Pump), 밸브유닛(Valve Unit) 등으로 이루어져 있다. 오일 탱크에 저장되어 있는 오일이 유압펌프에서 가

압되어 밸브유닛을 지나 실린더에서 램을 움직인다. 조타기 시스템의 작동 중에 오일의 압력이 일정수준 이상으로 증가하게 되면 릴리프 밸브에서 자동적으로 오 일이 탱크로 유입되도록 구성되어 있다.



- 전기 부문 (Electrical Part)

전기 부문은 전동기로 이루어져 있으며 전기적 에너지를 기계적 에너지로 변환 시켜 회전동력을 축과 연결된 펌프로 전달하는 역할을 한다.



Collection @ kmou

Table 1은 실제 조타기 카달로그에 나와있는 것으로 본 연구에서 사용하는 조타 기의 제원이다.

Table 1. Specification of the steering gear



본 연구에서 해석 대상이 되는 조타기는 FLUTEK의 FTP-295-11 조타기로 2개 의 램(Ram)과 4개의 실린더(Cylinder)로 타를 회전시키는 램형(Ram Type) 조타기 이다. 또한 전기적 신호를 가변펌프로 보내 조타기를 컨트롤하는 pump control type이다. 조타기 내부에 들어가는 펌프는 사판식 피스톤 펌프이며 최대토출유량 은 2851/min 이다.



Fig. 6 Picture of the steering gear system for analysis



제 2 장 열평형 방정식

유압시스템에서 작동유의 온도는 시스템의 총 발열량과 총 방열량에 의해 결정된다. 만일 유압시스템의 작동유 온도가 지나치게 높아지면, 이 는 총 발열량이 총 방열량에 비하여 크다는 것을 의미한다.

유압시스템에서 발생하는 열과 외부로 방출되는 열이 균형을 이루어 유 압시스템의 온도가 더 이상 올라가지 않고 일정한 온도를 유지하게 되면 서 열평형 상태를 이루며 이는 정상상태 유동과정(Steady state flow)으로 볼 수 있다. 이 때, 시간에 따른 유압시스템의 온도 상승은 ¹⁾ Hantke 가 제안한 열평형 방정식을 인용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

// //.

$$T(t) = T_{atm} + \frac{P_{Loss}}{B_{Conv}} \times (1 - e^{f(t)})$$
(K) (1)
$$(a \neq 7) \, \lambda_{\dagger}, \quad \left(f(t) = \frac{-t}{\frac{C_{HydSys}}{B_{Conv}}}\right) \quad (b \neq 1)$$

충분한 시간(t→∞)이 지난 후 유압시스템의 열평형 상태는 다음 식에서 확인 할 수 있다.

$$T_{Final} = T_{atm} + \frac{P_{Loss}}{B_{Conv}} \quad (K)$$
⁽²⁾

$$\begin{split} T_{atm} &: 대기온도\,(K) \\ C_{HydSys} &: \, \text{ & } \ensuremath{\mathbb{C}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{K}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{C}} \ensuremath{\mathbb{R}} \ensuremath{\mathbb{C}} \ensuremath{\mathbb{K}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{K}} \ensuremath{\mathbb{R}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{R}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{R}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{R}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{R}} \ensuremath{\mathbb{N}} \ensuremath{\mathbb{N}$$

Collection @ kmou

1) P. Hantke, 2002, W*ie Warmebilanz einer Hydraulikanlage*. Publikationsserver der RWTH Aachen University

본 연구에서는 P_{Loss} 외에 유압펌프에서 발생되는 열량 q 를 고려하고자 한다.

이 경우 식 (3) 과 같은 식을 얻을 수 있으며 시간에 따른 작동유의 온도 변화를 알 수 있다.

$$T(t) = T_{atm} + \frac{P_{Loss} + \dot{q}}{B_{Conv}} \times (1 - e^{f(t)}) \qquad (K)$$
(3)

여기서,
$$\left(f(t) = \frac{-t}{\frac{C_{HydSys}}{B_{Conv}}}\right)$$
이다

또한 충분한 시간이 지나고(t→∞) f(t) 함수가 0에 수렴하게 되면 작동유 의 최종 온도 상승 값을 얻을 수 있으며 식은 다음과 같다.

$$T(t) = T_{atm} + \frac{P_{Loss} + \dot{q}}{B_{Conv}} \tag{4}$$

여기서 q 는 유압펌프에서의 발생열량을 나타내며 Ansys CFX를 이용하 여 계산되고 P_{Loss} 는 유압회로의 동력손실을 나타내며 SimulationX를 이 용하여 계산된다.

- 10 -

2.1 유압펌프의 발열 이론

유압펌프를 지나는 작동유의 온도 상승은 유체의 점성에 의한 마찰에 의해 발생한다. 유동에 의한 속도장은 Navier-Stokes 방정식에 의해 구해 지며 작동유의 점성마찰에 의한 발열 및 온도변화는 경계층에 대한 에너 지 방정식에서 계산된다.

Navier-Stokes 방정식



경계층 에너지 방정식

$$u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} + w\frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\mu}{\rho C_p} (\frac{\partial u}{\partial y})^2$$

Collection @ kmou

- 11 -

Ansys CFX는 앞의 두 지배방정식에 의해 만들어진 소프트웨어이며 수 치모델을 적용하여 1회전 당의 온도 상승 Δ*T*를 구할 수 있다. 이 때 정 상상태를 구하기 위해 여러 번의 해석을 반복하고 Δ*T* 의 수렴 값을 도 출한다. 이렇게 도출한 온도 상승 Δ*T*를 이용하여 발열량을 다음식과 같 이 구한다.

$$\dot{q} = \dot{m} \times C \times \Delta T \tag{5}$$

·*m* : 작동유의 질량유량 (*kg/s*) *C* : 작동유의 비열 (*kJ/kg* · *K*) △*T* : 온도 상승 (*K*)

이렇게 구해진 발열량 q는 오직 유압펌프에 의해서만 발생된 열량이다.

2.2 유압 회로의 발열 이론

유압회로에서 발생하는 열량은 크게 실린더 내 작동유 마찰에 의한 열 손실과 작동밸브 내부누설에 의해 발생하는 손실, 배관에 의한 압력손실 로 나눌 수 있다.

1945

유압회로에서 실린더의 마찰에 의한 손실은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$P_{Friction} = \sum F \times v_{act} \qquad (W) \tag{6}$$

 F: 실린더의 마찰 (N)

 v_{act} : 실린더에 유입되는 유압유 속도 (L/min)

반면, 작동밸브 내부누유에 의해 발생하는 손실은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$P_{valve} = Q \times \Delta p \tag{(W)}$$

Q: 밸브유량(L/min) △p: 밸브의 압력 손실(bar)

유압 회로에서 발생하는 손실은 직선 배관에서의 손실과 곡선 배관에서 의 손실 로 구분하여 구한다. 또한 배관에서 발생하는 압력손실은 유속, 레이놀즈수 및 유체 마찰 계수를 이용하여 계산할 수 있다.

① 유속
유속 :
$$v = \frac{Q}{A} (m/sec)$$
 (8)
관내 단면적 : $A = \frac{\pi \times D^2}{4} (m^2)$ (9)

② 레이놀즈수

$$Re = \frac{D \times v \times \rho}{\mu} = \frac{D \times v}{\nu} \tag{10}$$

D: 관직경(m)v: 유속(m/s) $\rho: 유압유밀도(kg/m³)$ $\mu: 유압유점도(kg/m· sec)$ v: 동점성계수(m²/sec) ③ 유체마찰계수

유체 마찰계수는 층류와 난류에 따라 계산식이 달라진다.

● 층류 : *Re* ≤ 2300 인 경우

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

● 난류 : 3000 < *Re* 인 경우

$$\lambda = 0.3164 imes Re^{-0.25}$$

④ 직선배관의 압력변이
 $\Delta p_{line,s} = \frac{\lambda imes \gamma imes v^2 imes L}{2 imes g imes D}$ (W)

(11)

D : 관직경 (m) L : 배관길이 (m) γ : 작동유비중량 (kg_f/m³)

⑤ 곡선배관의 압력 변이

$$\Delta p_{line,c} = \frac{\zeta \times \gamma \times v^2}{2} (W)$$
(12)
 $\zeta : 곡선배관 및 밸브의 손실 계수 (Table. 2 참조)$





90 Deg. L/R ELBOW

90 Deg. S/R ELBOW

45 Deg. L/R ELBOW

Fig. 7 Geometry of bends and elbows

1945

Table 2. Minor loss factors for elbows and bends

Deflection Angle, $\alpha(\circ)$	15	30	45	60	90
Bends, R/d=1	0.05	0.09	0.13	0.16	0.21
Bends, R/d=2	0.04	0.07	0.10	0.12	0.15
Bends, R/d=3	0.03	0.05	0.08	0.09	0.12
Bends, R/d=4	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09
Elbows	0.06	0.13	0.25	0.50	1.20



⑥ 배관의 손실

$$P_{line} = \sum (Q_{line} \times \Delta p_{line}) \ (W) \tag{13}$$

$$Q_{line}$$
 : 배관의 유량

$$\Delta p_{line}$$
 : 배관의 압력변이

$$P_{line,total} = P_{line,s} + P_{line,c} + P_{line} (W)$$
(14)

유압회로의 총 손실은 실린더 내 작동유의 마찰에 의한 열손실과 작동 밸브의 압력손실, 배관에 의한 압력손실을 모두 합한 것이다.

off of th

$$P_{Loss} = P_{act} + P_{valve} + P_{line,total} \quad (W)$$
⁽¹⁵⁾



2.3 유압회로 방열 이론

유압회로는 일반적으로 탱크, 유압펌프, 각종 밸브류 및 배관 등으로 구 성되어 있다. 유압회로에서 발생하는 압력손실은 작동유의 온도를 상승시 킴과 동시에 일부는 시스템 구성품을 통해 외부로 방열된다. 이때 외부로 방출되는 열량은 작동유, 구성품, 외부공기 간의 열전달 특성을 분석함으 로써 계산할 수 있으며 열전달률은 등가열전달면적과 열관류계수 및 두 유체간의 온도차에 의해 계산된다.

$$\dot{q} = UA \Delta T \quad (W)$$
따라서 외부로 방출되는 열량은 열전달률을 온도 변화로 나눈 값으로
다음 식과 같다.
$$B_{conv} = \frac{\dot{q}}{\Delta T} = U \times A \quad (W/K) \quad (17)$$

 h_i : 열전달계수 (W/m^2 · K) A: 구성품외부표면적 (m^2) △T: 온도변화 (K)

Collection @ kmou

외부로 방출되는 열량을 구하기 위해서는 총괄열전달계수와 구성품의 외부 표면적이 필요하다. 본 연구에서는 방열량을 구하기 위해 평면벽을 통하는 총괄열전달계수와 중공원통에 대한 총괄열전달계수로 나누어 계산 한다. 평면벽을 통하는 총괄열전달계수 식은 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o}}$$
(18)

종공원통에 대한 총괄열전달계수 식은 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln (r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}}$$
(19)

U: 총괄열전달계수 (W/m² · K) $A_i: 내부단면적(m²)$ $A_o: 외부단면적(m²)$ $h_i: 내부열전달계수 (W/m² · K)$ $h_o: 외부열전달계수 (W/m² · K)$

총괄열전달계수 U를 구하기 위해서는 구성품 내부의 열전달계수 h_i 값, 구성품 외부의 열전달계수 h_o 를 구해야 한다.

(1) 작동유에 의한 열전달계수, h_i

작동유에 의한 열전달계수는 누셀트수(Nusselt Number)와 열전도율을 이용하여 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$h_i = \frac{\kappa_{fluid} \times Nu}{D} \left(W/m^2 \cdot K \right) \tag{20}$$

κ_{fluid}: 유체열전도율(W/m·K)
 D : 특성길이(m)

(2) 외부공기에 의한 열전달계수, h_o

외부공기에 의한 열전달계수는 자연대류에 관한 ²⁾ RANDALL J.OSCZEVSKI의 실험식을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_o = 10.45 + 10 V^{1/2} - V \quad [kcal/m^2 h \,^{\circ}\text{C}]$$
⁽²¹⁾

여기서, V=풍속(m/s) 이다.



²⁾ RANDALL J.OSCZEVSKI, 1994. *The basis of windchill*. ARCTIC VOL. 48, NO.4 (DECEMBER 1995) P.372-382

제 3 장 온도 상승 해석

본 연구에서는 Ansys CFX와 SimulationX를 이용하여 조타기의 발열량을 구하고 열평형 방정식을 통해 이론적 열평형 온도를 도출하고자 한다. 아 래는 해석에 사용된 파라미터 및 경계조건에 대해 나열한 것이다.

① 작동유 (VG 68)

열전도도 (κ_{fluid}): 0.094 W/m · K 비열 (C) : 2.062 kJ/kg 밀도 (ρ) : 863 kg/m³ 동점성 (ν) : 6.878 × 10⁻⁶m²/s

회전 속도 (m) : 1750*rpm*

토출 유량 (*l*/min): 285*l*/min

③ 구성품 열전도도 (Steel) 열전도도 ($\kappa_{material}$): 51.9 W/m· K

3.1 Ansys CFX를 이용한 발열 해석

3.1.1 모델링

실제 사용하는 F3D180 펌프 3D CAD 파일을 제공받아 모델링을 진행하 였다. 3D CAD 파일은 유체의 유동장을 나타낸 것이 아니라 펌프의 구조 를 나타낸 것이므로 유동장을 따로 생성할 필요가 있다.

도면을 바탕으로 바로 유동장을 모델링하는 방법도 있으나 유압펌프처 럼 내부 유동장이 복잡한 형상의 경우 따로 유동장을 파악하고 바로 모델 링하기란 어려움이 많이 따른다. 그래서 본 연구에서는 상용 유동 해석 프로그램인 Ansys 17.0에 포함 된 Design Modeler 라는 프로그램의 Fill 기능을 이용하여 3D CAD 파일에서 유동장을 추출하였다.

Fig. 8 ~ Fig. 11은 F3D180펌프의 도면을 바탕으로 작성된 3D CAD 파 일에서 유동장을 추출한 모습으로 각각의 부품을 나타냈다.

Fig. 8 의 그림은 실린더 블록과 내부에 위치한 피스톤의 조립 형태를 나타낸 그림이다. 여기서 피스톤 내부의 유동장과 실린더 내부 유동장에 대해 유동장 생성시 주의할 점이 있다. 도면 그대로 작성한 3D 모델링 그 대로 내부 유동장을 Fill이란 기능을 이용하여 생성하고자 한다면 아래와 같은 형태의 유동장이 나타나지 않는다. 이는 실린더 블록 내부 유동장과 피스톤의 외형이 겹치기 때문이다. 그래서 실린더 블록 내부 유동장 형상 을 인위적으로 수정할 필요가 있다.

Fig. 9 의 그림은 밸브플레이트 단품 외형과 내부 유동장을 나타낸 그 림이다. Fig. 9 에서 실린더 블록과 맞닿는 면이 구면이므로, 유동장 생 성 시 주의해야 한다. Fig. 10 은 밸브 블록을 나타낸 그림으로 유동해석 에 필요한 홉·토출부의 유동장만 나타내었다. Fig. 11 은 펌프 내 전체 유동장을 결합한 형태의 그림이다.



Fig. 8 Internal flow field of the cylinder







Fig. 9 Internal flow field of the valve block



Fig. 10 Internal flow field of the valve plate







3.1.2 격자 생성

모델링된 형상의 격자생성을 위해서 Ansys 17.0 내에 있는 Ansys Mesh 격자생성 프로그램을 이용하였다. 이 프로그램은 구조 해석 및 유 동 해석 등에 사용이 되며, 육면체, 사면체, 프리즘, Sweep 등의 다양한 형태의 격자를 빠르고 쉽게 생성할 수 있다.

유동해석에 있어 격자생성은 매우 중요한 것으로 격자상태에 따라 해 석결과가 달라지기도 한다. 정확한 해석 결과를 위해서는 여러 번의 격자 생성 과정을 거쳐 좀 더 정확한 해석결과를 찾아가는 과정이 필요하다.

Ansys Mesh에서 격자 설정은 다음과 같다. 실제 흡입·토출부의 형상 은 매우 복잡하기 때문에 육면체의 격자를 이용하여 생성하는데 어려움이 있어 사면체를 이용하여 격자를 생성하였다. 그러나 사면체를 이용한 격 자생성은 형상을 나타내기에는 적합하나 격자의 개수가 많아지는 단점이 있고 이로 인해 해석 시간이 필요이상으로 길어지게 되었다. 그래서 해석 시간 단축을 위해 흡입·토출 부는 Sweep 기능을 이용하여 육면체로 격 자를 생성했으며 밸브플레이트와 피스톤 부는 크기가 작은 많은 수의 육 면체 격자를 생성하였다.

최종적으로 격자의 요소 수는 320,000개 정도이며, 해석시간은 1바퀴 회전을 기준으로 약 2일 정도 소요되었으며, 이 때 사용한 컴퓨터의 사양 은 쿼드코어 CPU 3.07 GHz 16G RAM이다.





Fig. 12 Generated grid for calculation domain

3.1.3 유체 물성 조건

작동유체로 유동해석 계산에 사용한 오일의 물성을 절대압 lbar와 온도 40℃ 조건일 때를 기준으로 Table 3. 에 나타내었다.

Table 3. Property of working fluid

Material properties	Oil
Density (kg/m^3)	863
Viscosity (kg/ms)	0.05342625

일반적으로 유동해석 시에 오일은 비압축성 유체로 가정하여 계산하지 만 압력이 저압에서 고압으로 또는 그 반대로 고압에서 저압으로 크게 변 하면 밀도가 변하는 성질을 가지고 있다. 사용 압력이 1~20 bar로 변하는 압력조건을 가진 유동해석에서 밀도 변화가 없는 비압축성 상태는 점성에 의한 온도 상승 해석과 관련해서는 그 결과를 신뢰할 수 없게 된다. 본 연구에서는 압력 변화에 따른 오일의 압력 p [*MPa*] 의 관계로 아래 의 식을 이용하였다.

$$\beta = \rho \frac{dp}{d\rho}$$

여기서 체적탄성계수는 아래의 경험식을 적용하였다.

$$\beta = \begin{cases} 316p \ (p \le 5) \\ 14.5p + 1508 \ (5 19.5) \end{cases}$$







Fig. 13 Dependence of the bulk modulus and the oil density on the pressure

3.1.4 해석 조건 및 방법

피스톤 펌프는 실린부 피스톤의 주기적인 직진운동과 실린더의 고속 회전이 동시에 이루어진다. 본 연구에서는 이 두 운동 시의 경계면에 특 정 조건을 부여하였다. 고속 회전하는 실린더와 피스톤 내부 유동장은 X 축 기준으로 일정한 회전속도를 설정하였고, 나머지 밸브 플레이트와 밸 브 블록 같은 경우는 고정으로 설정하였다.

Fig. 14 에서 알 수 있듯이 펌프의 입구와 출구 영역에서는 Opening 경계조건을 적용시켰다. 여기서 Opening 이란 입력한 경계조건의 일정한 방향성이 없으며, 압력에 의한 경계조건일 경우에 사용하는 설정이다. 본 연구에서 펌프 내 작동유는 입·출구에서 흡입, 토출이 동시에 이루어지 는 경우도 있기 때문에 Opening을 설정하였다. 또한 입구와 출구의 온도 는 실험 기준 값인 18℃로 설정하였다.

또한 흡·토출부에서의 압력조건은 조타기가 무부하 조건으로 작동할 때를 기준으로 하였으므로 흡입부에서는 압력 1 bar, 토출부에서는 20 bar로 설정하였다.

피스톤 유동장은 펌프의 회전에 따라 일정한 주기적인 형태로 피스톤 의 용적이 변화하므로 회전수를 1750rpm으로 설정하였고 형태를 유지하 면서 격자가 일정한 회전수에 따라 이동하도록 Mesh Stiffness를 설정하였 다.



Details of inlet in	discharge suction in	Flow Analysis 1
---------------------	----------------------	-----------------

Flow Regime				
Option Subsonic Mass And Momentum				
Mass And Momentum				
Option	Opening Pres. and Dirn	•		
Relative Pressure	1 [bar]			
Acoustic Reflection	vity (Beta)	Œ		
Flow Direction				
Option	Normal to Boundary Condition	•		
Loss Coefficient				
Turbulence				
Option	Medium (Intensity = 5%)	•		
Heat Transfer				
)ption	Opening Temperature	•		
)pening Temperature	18 [C]			
ails of outlet in disch	harge suction in Flow Analysis 1			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour	harge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime	harge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option	harge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic 1945	E		
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum	Plot Options			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Depening Pres. and Dim			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dim 20 [bar]	F F		
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure C Acoustic Reflect	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dirn 20 [bar]			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dirn 20 [bar] sivity (Beta)			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction Option	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Dening Pres. and Dim 20 [bar] sivity (Beta) Normal to Boundary Condition			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction Option Control Control	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dirn 20 [bar] sivity (Beta) Normal to Boundary Condition			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction Option Loss Coefficient Turbulence	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic 1945 Opening Pres. and Dirn 20 [bar] invity (Beta) Normal to Boundary Condition			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction Option Loss Coefficient Turbulence Option	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dirn 20 (bar) sovity (Beta) Normal to Boundary Condition Medium (Intensity = 5%)			
ails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction Option Loss Coefficient Turbulence Option Heat Transfer	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dim 20 [bar] sivity (Beta) Normal to Boundary Condition Medium (Intensity = 5%)			
tails of outlet in disch Basic Settings Bour Flow Regime Option Mass And Momentum Option Relative Pressure Acoustic Reflect Flow Direction Option Loss Coefficient Turbulence Option Heat Transfer Option	Aarge suction in Flow Analysis 1 Indary Details Sources Plot Options Subsonic Opening Pres. and Dirn 20 [bar] avity (Beta) Normal to Boundary Condition Medium (Intensity = 5%) Opening Temperature			

Fig. 14 Boundary conditions



Domain Motion	E
Option	Rotating
Angular Velocity	1750 [rev min^-1]
Alternate Rotation	n Model
Option	Coordinate Axis
Rotation Axis	Global X 👻
Mesh Deformation	E
Option	Regions of Motion Specified
Mesh Motion Model	
Mesh Stiffness	
Option	Increase near Small Volumes
Model Exponent	
0	
00	
	C.

Flg. 15 Rotation axis



피스톤 유동장이 흡입과 압축과정을 반복하는 주기적인 체적 변화를 가 지므로 CEL (CFX Expression Language)를 이용하여 격자가 Sine파형으로 움직이도록 하였다. 해석 시 설정한 피스톤의 용적변화를 수식과 Fig. 16 에 나타내었다.



Fig. 16 Piston displacement vs time for one cycle

비정상 압축성 난류 유동 해석을 위해 지배방정식으로 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 난류 모델은 $k-\omega$ 을 기반으로 한 SST (Shear Stress Transport) 모델을 적용하여 계산하였다. 또한 열전달 방식은 Thermal Energy로 설정하였고 유체의 점성에 의해 온도가 상승하 므로 viscous dissipation을 고려하였다.

3.1.5 해석 결과

Collection @ kmou

본 연구에서는 유압펌프의 온도상승을 알아보기 위해 실제 펌프가 가동되는 조건에 따른 열 해석을 실시하였으며 결과는 다음과 같다.

펌프의 입구와 출고의 온도변화인 △T의 수렴정도를 알기 위해 총 10번의 해석 을 반복하여 얻은 결과이다.

Table 4. The temperature increase in hydraulic pump





Ansys CFX를 이용하여 도출한 온도상승 △*T*와 함께 작동유의 질량, 비열을 식 (5)에 대입하여 유압펌프의 총 발생열량을 구한다.

 $\dot{q} = \dot{m} \times C \times \Delta T$ = 1.94kg/s × 2.062kJ/kg · K×(0.05K×29.17) = 5834.4 W





3.2 Simulation X를 이용한 발열 해석

3.2.1 모델링

본 연구에서는 Fig. 18 과 같이 조타기의 유압회로를 모델링하였다. 크 게 유압펌프에서 작동유를 토출하면 매니폴드, 배관을 지나 실린더에서 다시 탱크로 돌아오는 회로이다. 좌현으로 움직이는 경우와 우현으로 움 직이는 경우를 나누어 해석을 진행하였으며 조타기 작동 시 작동유가 이 동하지 않는 부분은 회로에서 생략하였다.



Fig. 18 The hydraulic circuit of steering gear

(1) 방향제어밸브

Collection @ kmou

유압 회로에서 흐름의 방향을 제어하는 밸브로서 스풀(spool)을 이동해 유로를 막아 피스톤의 운동방향을 바꾸는 역할을 한다. Fig. 19 는 방향제 어 밸브 속 스풀을 모델링 한 것이다.



Fig. 19 The modeling of directional control valve in spool

또한 밸브업체 카달로그에 나와 있는 압력-유량특성, 압력강하특성 등을 고려하여 밸브의 성능곡선을 나타내고 파라미터 입력에 대한 정확도 를 높이고자 하였다.



Fig. 20 The performance curve of directional control valve

(2) 매니폴드 내 직관, 곡관

매니폴드 내부는 많은 pipe와 elbow로 이루어져 있고 각각의 관을 따 라 서로 다른 밸브와 연결되어있다. 모든 라인을 나타내지 않고 작동유가 지나가는 부분만 모델링하였다. 관의 길이와 각도 등을 입력하여 해석을 진행하였다. Fig. 21 은 매니폴드 내 pipe 와 elbow를 모델링한 그림이다.





(3) 배관

매니폴드에서 나온 작동유가 실린더로 들어갈 수 있게 연결시켜주는 역할을 한다. 배관과 매니폴드, 실린더를 연결시켜주는 플랜지도 배관과 함께 모델링 하여 수축과 확장에 따른 손실을 알고자 하였다. Fig 22 는 매니폴드와 실린더 사이의 배관을 모델링한 그림이다.

Parameter Advanced Results General 4 D				
Geometry				
Big Diameter	dA:	22.2	mm 🔹	
Small Diameter	dB:	19.1	mm	
Pipe Length	l:	48	•	
Laminar Range			RS	
Laminar Pressure Dro_kLa	im:	1000		
rom	1	945	[]	
rom HH a		945 01 CH		
Properties - pipe1		945 945 945		
Properties - pipe1 Geometry Dynamics He	11 W	ansfer Resu	ts 1 Results 2 Adv 4	
Properties - pipe1 Geometry Dynamics He Pipe Dimensions	19 9//	ansfer Resul	Its 1 Results 2 Adv 4	
Properties - pipe1 Geometry Dynamics He Pipe Dimensions Pipe Length	eat Tr	ansfer Resul	Its 1 Results 2 Adv 4	
Properties - pipe1 Seometry Dynamics He Pipe Dimensions Pipe Length Inner Diameter	1 eat Tr I: di:	2166 22.2	Its 1 Results 2 Adv 4	

Fig. 22 The modeling of pipe



(4) 실린더

실린더 안으로 작동유가 들어오면 램(Ram)을 밀어내면서 틸러(Tiller) 를 회전 시키게 된다. 단순히 실린더의 직경과 길이를 입력하는 것이 아 니라 실린더에서 측정한 압력 그래프를 적용하여 모델링하였다. Fig. 23 은 실린더를 모델링한 그림이다.



Fig. 23 The modeling of cylinder

3.2.2 해석 결과

본 연구에서는 조타기 유압회로의 압력손실을 알아보기 위해 조타기 실제 설계 도면과 같이 모델링을 하고 시뮬레이션을 실시하였으며 결과는 다음과 같다.

그림과 같이 각 지점에 압력센서를 배치하여 두 압력센서 값의 차이를 압력 손실 로 보았다.



Fig. 24 Flow diagram of the pressure measurement

Table 5. The pressure loss in hydraulic circuit

Δp_{cyl}	4.48 bar
Δp_{line}	8.24 bar
Δp_{valve}	1.96133 bar
Δp_{total}	14.68133 bar



Fig. 25 Pressure loss of the cylinder with respect to time



Fig. 26 Pressure loss of the valve with respect to time

Simulation X를 이용하여 도출한 압력손실 Δp_{total} 을 식(11)~(13)에 대 입하여 전체 유압회로의 동력 손실을 구하면 결과는 다음과 같다.

$$P_{Loss} = Q \times \Delta p_{total} = \frac{9}{4000} m^3 / s \times 14.3 \times 10^4 kg_f / m^2$$

= 321.75 W





3.3 방열 해석

조타기 시스템은 일반적으로 크게 나누어 유압펌프가 담겨있는 오일탱 크, 실린더, 배관, 각종 밸브류가 연결되어 있는 매니폴드로 구성되어있 다. 조타기 시스템에서 발생하는 동력손실은 작동유 온도를 상승시킴과 동시에 일부는 조타기 표면을 통해 외부로 방열된다. 이때 외부로 열량이 방출되는 과정은 작동유와 조타기 부품 사이의 열전도율과 부품과 외부 공기와의 열전도율로 계산할 수 있다. 방열량은 열전달계수와 누셀트수 (Nusselt Number)로 계산되어지며, 간략한 함수를 이용하여 구하였다.

외부로 방출되는 열량을 구하기 위해 총괄열전달계수와 구성품의 외부 표면적이 필요하다. 본 논문에서는 오일탱크, 실린더, 배관 등의 총괄열전 달계수와 외부 표면적을 각각 구하여 방열량을 계산한다.

3.3.1 총괄열전달계수

작동유의 열전달계수를 계산하기 위해 Re 수와 Pr 수가 필요하다.

$$Re = \frac{\dot{Q} \times D}{A \times \nu} = \frac{0.00475m^3/s \times 0.03m}{0.000707m^2 \times 6.878 \times 10^{-6}m^2/s} = 2930$$

$$\Pr = \frac{C_p \times \nu \times \rho}{\kappa} = \frac{2062J/kg \cdot K \times 6.878 \times 10^{-5}m^2/s \times 875kg/m^3}{0.097 W/m \cdot K} = 1280$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3}$$

= 0.023 \times 2930^{0.8} \times 1280^{0.3} = 116.8

따라서 작동유의 열전달계수는 식 (20) 을 이용하여 구할 수 있다.

$$h_{fluid} = \frac{K_{fluid} \times Nu}{D} (W/m^2 \cdot K) = \frac{0.094 W/m \cdot K \times 116.8}{0.03m} = 377.6 W/m^2 \cdot K$$

공기의 열전달계수는 식 (21) 을 이용하여 계산하였으며, 오일탱크 주위 로 부는 바람의 풍속은 2m/s로 가정하였다. 본 연구에서 사용하는 타입의 조타기보다 작은 타입의 조타기에서의 오일탱크 주위 풍속을 측정하였을 때 3m/s가 나왔기 때문에 본 연구에서는 오일탱크 주위의 풍속을 2m/s라 고 가정하였다.

외부공기의 열전달계수

$$\begin{split} h_{air} &= 10.45 + 10 \, V^{1/2} - V \, \left[k cal/m^2 h \,^\circ C \right] \\ &= 22.6 \left[k cal/m^2 h \,^\circ C \right] \\ &= 26.28 \left[W/m^2 \cdot K \right] \end{split}$$

조타기 시스템의 외부로 방출되는 열량을 구하기 위해서는 총괄열전달 계수와 구성품의 외부 표면적이 필요하며 각 구성품의 총괄열전달계수는 식 (18) 과 식 (19) 을 이용하여 계산한다. (1) 탱크의 총괄열전달계수

$$U_{\tan k} = \frac{1}{1/h_i + \Delta x/k + 1/h_o} = \frac{1}{1/377.6 + 1/3707 + 1/26.28} = 24.4 \, \text{W/m}^2 \cdot K$$

(2) 실린더의 총괄열전달계수

$$U_{cyl} = \frac{1}{1/h_i + \Delta x/k + 1/h_o} = \frac{1}{1/377.6 + 1/670 + 1/26.28} = 23.7 \, W/m^2 \cdot K = 100 \, W$$

(3) 배관의 총괄열전달계수

$$U_{\pi pe} = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_0}} = 22.5 \, W/K$$

(4) 매니폴드의 총괄열전달계수

 $U_{cyl} = \frac{1}{1/h_i + \Delta x/k + 1/h_o} = \frac{1}{1/377.6 + 1/380 + 1/26.28} = 23.08 \, \text{W/m}^2 \cdot \quad \text{K}$

3.3.2 방열량

유압시스템의 각 구성품의 외부 표면적과 총괄열전달계수의 곱으로 각 구성품의 외부로 방출되는 열량을 구할 수 있으며 각각을 더한 값은 총 방열량이 된다. 식 (17) 을 이용하여 계산한 결과는 다음과 같다.

AND OCEAN

$$\begin{split} B_{Convection} &= (U_{\text{tank}} \times A_{\text{tank}}) + (U_{cyl} \times A_{cyl}) + (U_{pipe} \times A_{pipe}) + (U_{mani} \times A_{mani}) \\ &= (24.4 \, W/m^2 \cdot K \times 3.75 m^2) + (23.7 \, W/m^2 \cdot K \times 1.26 m^2) \\ &+ (22.5 \, W/m^2 \cdot K \times 0.01 m^2) + (23.08 \, W/m^2 \cdot K \times 0.172 m^2) \\ &= 125 \, W/K \end{split}$$



3.4 열평형 온도

조타기 시스템의 온도 상승은 조타기 시스템의 동력손실 P_{Loss} 와 유압 펌프의 발열량 q 를 합한 총 동력손실과 방열량 B_{conv} 을 식 (3) 에 대입하 여 시간에 따른 작동유의 온도 변화를 알 수 있으며 그에 따른 결과는 Fig. 27과 같다.

$$T(t) = T_{atm} + \frac{P_{Loss} + q}{B_{Conv}} \times (1 - e^{f(t)}) \qquad (K) \qquad \begin{pmatrix} f(t) = \frac{-t}{C_{HydSys}} \\ B_{Conv} \end{pmatrix}$$

또한 충분한 시간이 지나고(t→∞) f(t) 함수가 0에 수렴하게 되면 식 (4) 를 도출할 수 있고 최종 온도 상승 값을 얻을 수 있다. 그 결과는 다 음과 같다.

1945

$$\begin{split} T_{Final} &= T_{atm} + \frac{P_{Loss} + \dot{q}}{B_{conv}} \\ &= 291.15K + \frac{5834.4W + 321.75W}{125W/K} = 340.4K = 67.2^{\circ}\text{C} \end{split}$$

Collection @ kmou

작동유의 초기온도가 18℃이며 펌프에서 285L/min의 유량을 토출할 때 조타기 시스템의 온도는 49.2℃ 상승한다.



Fig. 27 Analysis result for temperature increase of the fluid in the tank with respect to time





제 4 장 온도 상승 실험

4.1 실험 장치 구성

Collection @ kmou

조타기의 온도 상승 실험의 목적은 반복되는 조타에 의한 조타기 내 작 동유의 온도 상승 변화를 확인하고 작동유의 열평형 온도를 도출해내는 것이다. 실제로 운항하는 선박에 장착되는 조타기는 좌현 또는 우현으로 작동 하는 시간이 전체 운항시간의 10% 정도로 낮지만 실험은 조타기가 좌현, 우현으로 자동으로 연속 조타하는 악조건으로 작동유의 온도 상승 변화를 측정하고자 하였다. 또한 실제 선박에 장착되는 조타기는 타 (Rudder), 타축(Rudder Stock)과 연결되어 있으며 운항 중 파도와 같은 부 하를 받지만 온도 상승 실험은 선박에 장착하여 진행할 수 가 없어 타가 조타기와 연결되어 있지 않은 무부하 상태로 작동유의 온도를 측정한다.

본 실험에서 사용된 조타기는 FLUTEK의 FTP-295-11 조타기로 2개의 램(Ram)과 4개의 실린더(Cylinder)로 타를 회전시키는 램형(Ram Type) 조 타기이다. 조타기 내 부에 들어가는 펌프는 사판식 피스톤 펌프이며 최대 토출유량은 285*l*/min이다.

조타기시스템의 작동유 온도상승 변화를 측정하기 위해 Fig. 28과 같은 조타기에 부착되어 있는 오일탱크에 온도측정센서를 설치하여 조타에 의 한 작동유의 온도 상승 실험을 진행하였다. 실험 시작부터 끝까지 Torque Motor에 의해 좌현 33도 에서 우현 33도까지 연속 적으로 움직인다.

작동유의 온도는 0.01초 마다 측정되며 총 12시간 동안 무부하 상태에 서의 조타기 자동연속조타 실험을 진행하였다. 실험 중 측정된 데이터는 설치된 노트북에 자동으로 저장되며, Fig. 28은 실험에 사용된 조타기이며 실험의 전반적인 모습을 나타내고 있다.



Fig. 28 Steering gear used in experiments

4.2 실험 결과

펌프에서 2851/min의 유량을 토출하는 조타기 시스템에서 부하가 작용하지 않고 자동으로 조타기가 좌현과 우현을 번갈아가며 연속 조타하 는 조건일 때 조타기 내 작동유의 온도 상승 변화를 확인하기 위해 12시 간 동안 온도 측정 실험을 진행하였으며 결과는 다음과 같다.



Fig. 29 Temperature increase according to time in experiments

Fig. 29에서 조타기 오일탱크 내 작동유의 온도는 실험이 시작한 직후 부터 2시간 정도 진행될 때 까지 급격하게 작동유의 온도가 상승하는 것 을 확인할 수 있으며 계속해서 실험이 진행되는 동안 온도 변화의 크기는 감소하지만 꾸준히 작동유의 온도가 상승하는 것을 확인할 수 있다. 실험 시간이 10시간 정도 지난 후 부터 작동유의 온도가 수렴하는 경향을 확인 할 수 있으며 12시간이 지난 후 작동유의 최종온도는 63.54℃까지 상승한 다. 작동유의 초기온도인 18℃보다 약 45.5℃ 상승하였으며 12시간 후의 외기온도와의 차이도 약 45℃ 정도 차이가 난다.





제 5장 해석, 실험 결과 분석

본 연구에서는 조타기 시스템의 온도상승에 대한 이론적 해석과 실험값 을 비교하여 앞으로의 조타기 시스템 설계에 이용할 수 있는 열평형 메카 니즘 모델을 구축하고자 하였다. 이론적 해석을 위해 Hantke가 제안한 열 평형 방정식을 인용하 여 다음과 같이 해석하였으며 구성품에 의한 동력 손실 뿐만 아니라 유압펌프에서 발생하는 열량을 포함함으로써 좀 더 자 세하게 조타기 시스템의 온도 상승에 대해 해석하고자 하였다. 상용화 된 해석 프로그램을 이용하여 이론적 해석을 진행하였 으며 구성품에 의해 발생하는 동력손실은 SimulationX를 유압펌프에서 발생하는 열량은 Ansys CFX를 이용하여 조타기 시스템의 총 발생열량을 도출하였다. 또한 오일 탱크, 실린더 등 구성품의 총괄열전달계수를 구하고 외부 표면적 계산을 통해 조타기 시스템의 외부로 방출되는 열량을 구하고자 하였다. 조타기 시스템에서 발생하는 총 발열량과 외부로 나가는 총 방열량을 구하여 열 평형 방정식에 대입하고 작동유의 최종 온도를 결정하였다. 이론적 해석 을 통해 도출한 조타기 시스템 작동유의 최종 온도는 67.2℃ 이며 작동 유의 초기온도보다 약 49.2℃ 상승하였다.

이론적 해석 검증을 위해 실험을 진행하였으며 실험에 통해 도출한 작 동유의 온도 와 해석을 통해 도출한 작동유의 온도를 비교하고 그 차이를 보는 것이 목적이었다. 조타기 시스템의 작동유 온도상승 변화를 측정하 기 위해 조타기에 부착되어 있는 오일 탱크에 온도측정센서를 설치하여 조타에 의한 작동유의 온도 상승 실험을 진행하였다. 실험을 통해 도출한 조타기 시스템 작동유의 최종 온도는 63.5℃이며 초기 온도 보다 약 45℃ 상승하였다.

이론적 해석과 조타기 작동유 온도 상승 실험을 통해 확인한 작동유의 온도 상승 거동은 Fig. 30과 같다. 이론적 해석을 통해 도출한 작동유의 최종온도는 67.2℃이고 실험을 통해 도출한 작동유의 최종 온도는 63.5℃

이다. 해석결과의 그래프와 실험결과의 그래프를 비교해보면 작동유의 온 도가 시간에 따라 변화는 거동은 비슷 해 보이지만 최종 온도는 약 3.7℃ 정도 차이가 난다.



Fig. 30 Comparison of the numerical result for temperature with the experimental one

OFU



이론적 해석으로 도출한 온도 값과 실험으로 도출한 온도 값의 차이가 나게 된 이유를 예상하면 다음과 같다.

- Ansys CFX 의 결과는 격자 상태에 따라 달라지는 경향이 있다. 좀 더 좋은 격자를 이용하여 해석을 진행한다면 수렴도가 높아지면서 펌프의 입·출구 온도 변화 값을 정확하게 도출할 수 있을 것으로 예상한다.
- SimulationX에서 조타기 시스템의 동력손실을 구할 때 작동유의 체적, 점성, 동점성, 비열 등을 고려할 필요가 있다.
- 3. 본 연구에서는 간략한 함수를 이용하여 총괄열전달계수를 구하고 이 계수를 조타기 표면적에 적용하여 방열량을 도출해냈다. 조타기는 사이 즈가 크기 때문에 각 부품마다 풍속이 다르며 이를 고려하여 실험에 통 해 열전달계수를 도출해낸다면 계산되어지는 방열량의 값이 증가할 것으 로 예상한다.



제 6 장 결론

본 연구는 조타기 시스템 내의 작동유 온도 상승이 조타기에 미치는 영 향을 알기 위해 실험하여 직접 작동유의 온도를 측정하는 것이 아닌 해석 프로그램을 이용하여 작동유 온도 상승을 예측하고 조타기의 개발에 사용 할 수 있는 열평형 메카니즘을 확립하고자 하는 것이 목적이다. 상용화 된 해석 프로그램인 Ansys CFX와 SimulationX를 이용하여 도출한 작동유 온도 상승 결과와 실험을 통해 도출한 온도 상승 결과를 비교하여 얻은 결론은 다음과 같다.

THE AND OCEAN

- 조타기 시스템의 온도상승에 가장 많은 영향을 미치는 유압펌프 내 작 동유의 점성에 의한 Ansys CFX 발열 해석 모델과 유압회로 내 압력 손 실에 의한 SimulationX 동력 손실 해석 모델을 얻었다.
- Hantke의 열평형 방정식 이론에 동력손실 뿐만 아니라 조타기 시스템
 의 온도 상승에 가장 많은 부분을 차지하는 유압펌프에 의한 발생열량을
 함께 고려함으 로써 새로운 형식의 열평형 모델을 얻었다.
- 3. Ansys CFX와 SimulationX를 이용하여 도출한 조타기 시스템에서 발생 하는 총 열량을 구하고 각 구성품의 총괄열전달계수와 외부 표면적을 이 용하여 외부로 나가는 총 열량을 구하여 열평형방정식에 대입한 후 계산 하여 작동유 온도 상승 그래프를 도출한 결과 작동 온도 상승 실험 그래 프와 유사한 온도 상승 거동은 보이지만 실제 실험값보다 작동유의 최종 온도가 약 3.7℃ 정도 높게 나오는 것을 확인하였다. 실제 실험 결과보다 해석 결과에서 다소 높은 온도 값을 도출하였지만, 실험 결과에 근접하 는 결과를 얻었다.



향후 보다 작은 사이즈의 조타기에 본 연구 결과를 응용하여 열평형
 모델을 구축하고 적용 범위를 늘여갈 계획이다.





참고문헌

[1] 김동혁. 2012. *사판식 펌프의 구동 조건에 따른 성능 특성에 관한 수치해석적 연구*. 석사학위논문. 부산:한국해양대학교 일반대학원.

[2] 김명식, 2013. *Ram형 조타기 및 부하에 관한 연구*. 석사학위논문, 창원대학교.

[3] 김영일, 2011. 실측값을 이용한 유압시스템 열평형에 관한 연구. 석 사학위논문. 경상대학교 항공우주특성화대학원.

[4] 임태형, 2011. *자동굴삭기 시스템 구축 및 검증에 관한 연구.* 박사학 위논문. 울산대학교.

[5] 정종현, 2013. *액셜 피스톤 펌프 내 유압유 유동에 대한수치해석과* 펌프 최적설계. 동아대학교 일반대학원.

[6]최유현, 2011. *특장차량 유압시스템의 열적특성에 관한 연구*. 석사학 위논문. 원광대학교 일반대학원.

[7] Andereas N. Alexandrou, 2001. *Principles of Fluid Mechanics.* Prentice-Hall, Inc.

[8] J. P. Holman, 2010. Heat Transfer, 10th Edition. McGraw-Hill Korea.

[9] P. Hantke, 2002, *Die Warmebilanz einer Hydraulikanlage.* Publikationsserver der RWTH Aachen University

[10] RANDALL J.OSCZEVSKI, 1994. *The basis of windchill.* ARCTIC VOL. 48, NO.4 (DECEMBER 1995) P.372–382

[11] Yeaple Franklin D. 1996. *Fluid power design handbook.* New York:M. Dekker.

감사의 글

6년이라는 학교생활이 길게만 느껴지던 시간들이 지나고, 이제 이 곳 아치 섬의 생활을 정리할 때가 된 것 같습니다. 부족하지만 이 한편의 논문을 마치면서 그 동안 도움을 주셨던 많은 분들께 미흡 하나마 감사의 뜻을 전해 드리고자 합니다.

우선 본 논문이 나오기까지 2년의 시간 동안 지도와 격려를 아끼 지 않으신 김동혁 교수님께 머리 숙여 감사드립니다. 논문 준비에 힘들고 막막할 때 마다 딸처럼 관심과 애정으로 이끌어주신 은혜 잊지 않겠습니다. 아울러 바쁘신 와중에도 귀한 시간을 내시어 논 문 심사를 해주신 도덕회 교수님과 유삼상 교수님께도 감사드립니 다. 학부생활과 대학원 생활에 많은 가르침을 주신 기계공학부 교 수님들께도 깊은 감사의 말씀을 올립니다.

대학원 생활과 회사 생활을 함께 할 수 있도록 많은 지원을 해주 신 훌루테크(주) 윤영호 대표님, 강남식 고문님께 감사를 드리며, 논 문을 잘 마칠 수 있도록 항상 도움을 주신 정광식 전무님, 김병기 이사님, 임태형 차장님, 김태관 대리 그리고 제가 논문을 쓰는데 많 은 배려를 해주신 이보협 부장님, 김창수 과장님, 김정왕 대리 외 조타기팀원들과 모든 직원들에게 깊은 감사를 드립니다. 앞으로 회 사생활 열심히 하겠습니다.

나의 대학생활의 전부를 함께하고 항상 곁에 있어 도움이 된 나 의 친구들 현지, 미진이, 진우, 혜진이, 현아, 도경이, 다흰이 외 많 은 친구들, 저의 얘기를 즐겁게 잘 들어주는 나현이 언니를 비롯한 에코모임 언니들 그리고 버릇없는 동생 귀엽게 봐주고 항상 내 편

이 되어준 오빠라고 부르는 그들에게도 감사의 마음을 전합니다. 또한 누나라고 잘 따라주는 해체과 동생들, 무료한 학교생활의 한 획을 그어준 2013 총학생회 친구들, 멀리서 항상 응원의 말을 아끼 지 않는 사또 친구들에게도 고마움을 전합니다. 그리고 혼자서 우 왕좌왕할 때 많은 도움을 주신 최영미, 김미현 조교 언니에게도 감 사드립니다. 또한 저를 좋게 봐주시고 항상 응원해주신 교직원 김 언도 선생님, Grazie 카페 사장님께도 감사드립니다. 여러분들과 함 께했기에 아치섬 생활이 더욱 빛이 났습니다.

본 논문이 나오기까지 옆에서 힘이 되어준 할머니를 비롯한 모든 가족들과 저의 얘기를 항상 즐겁게 들어주고 이쁘게 봐주시고 논문 이 잘 완성되도록 함께 응원해준 삼랑진 가족들에게도 고마운 마음 을 전합니다. 그리고 언제나 묵묵히 저의 선택을 믿으시고 지켜봐 주시고 최고의 친구가 되어주시는 사랑하는 어머니 장미혜 여사님 께 본 논문을 바칩니다.

1945

2017년 02월

김 주 원

