

일체형원자로 주냉각재펌프의 캔드모터 냉각기 설계

Design of Canned Motor Cooler of Main Coolant Pump for Integral Reactor

박진석, 이재선, 김민환, 김동욱, 김종인
한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

일체형원자로 주냉각재펌프의 캔드모터는 310℃ 고온의 원자로 냉각재와 접촉하고, 캔드모터의 권선이 발열작용을 하기 때문에 권선의 온도가 상승한다. 따라서 권선의 온도가 허용온도 이상 상승하는 것을 방지하기 위해서 캔드모터의 냉각기를 설계하였다. 냉각기는 4열 헬리컬 튜브구조로서, 냉각기의 기기냉각수가 튜브 내부로 흐르고 캔드모터 내부의 독립순환 냉각재와는 대향류로 설계된 열교환기이다. 열교환기의 effectiveness 개념을 적용하여 대향류 각각의 최적 유량을 설계하였다. 최적설계를 통해 기기냉각수와 독립순환 냉각재 유량을 동일하게 각각 $3.0m^3/h$ 로 결정하였다. 기기냉각수의 출구온도는 61℃로 예측하였고 독립순환 냉각재의 입구와 출구온도는 각각 105℃ 및 83℃로 예측하였다.

Abstract

The canned motor of main coolant pump for an integral reactor contacts with the reactor coolant of high temperature and the coil of canned motor is a heat source. Therefore the canned motor cooler has to be installed to prevent the coil temperature from increasing above the allowable limit. The canned motor cooler is a heat exchanger which is of the counterflow type with the component cooling water flowing inside the four-way helical tube. The optimal flow rates of counterflow are determined using the effectiveness of heat exchanger and the component cooling water and the independent flow rates are $3.0m^3/h$, respectively. The calculated outlet temperature of the component cooling water is 61℃. The inlet temperature of the independent cooling water is 105℃ and the outlet temperature is 83℃.

1. 서론

SMART-P 주냉각재펌프의 캔드모터를 냉각하는 냉각기는 그림 1과 같이 대항류를 이루는 열교환기이다. 대항류는 튜브 내부를 흐르는 저온의 기기냉각수와 튜브 외부를 흐르는 고온의 독립순환 냉각재로 구분된다. 기기냉각수는 BOP(balance of plant)에서 공급되고 독립순환 냉각재는 주냉각재펌프에 설치된 보조펌프에 의해서 펌프 내부를 순환하는 원자로 냉각재이다. 캔드모터 냉각기는 4 열 튜브가 헬리컬(helical)형상으로 감겨 있으며, 기기냉각수의 입구와 출구가 동일한 평면에 존재한다. 열교환기의 특성을 결정하는 주요 변수는 전열면적, 열통과 계수 (overall heat transfer coefficient), 대항류의 유량과 입출구의 온도 등이다. 펌프의 크기가 제한되기 때문에 전열면적을 크게 할 수 없는 상황이며, 유동유발 진동을 억제하기 위하여 유속은 $3m/s$ 이하로 설정하였다. 그리고 기기냉각수의 입구온도는 BOP에서 입력되는 값으로서 $45^{\circ}C$ 이다. 상기의 제한 조건을 모두 수용하여 냉각기 대항류의 최적 유량을 설계하였으며, 제거 열량에 따라 대항류의 입출구 온도를 예측하였다. 계산된 대항류의 입출구 온도는 캔드모터 권선의 온도 해석을 위한 입력 자료로 쓰인다. 본 논문은 캔드모터 권선의 온도 해석에 대해서는 언급하지 않고 냉각기의 최적 유량 설계에 대한 내용과 대항류의 온도 예측에 대한 내용만을 기술하였다.

2. 열교환기 지배방정식

주냉각재펌프 캔드모터 열교환기는 대항류(counterflow)를 이루는 열교환기로서 제거하는 열량(q)은 다음 식으로 표시된다[1,2].

$$q = FUA\Delta T_m \quad (1)$$

여기서, F 는 그림 1과 같이 대항류의 입구와 출구가 같은 열교환기에서 적용하는 수정 계수로서 R 및 P 값에 따라 결정된다[1]. 주냉각재펌프 캔드모터 냉각기는 F 가 거의 1에 가까운 값이다.

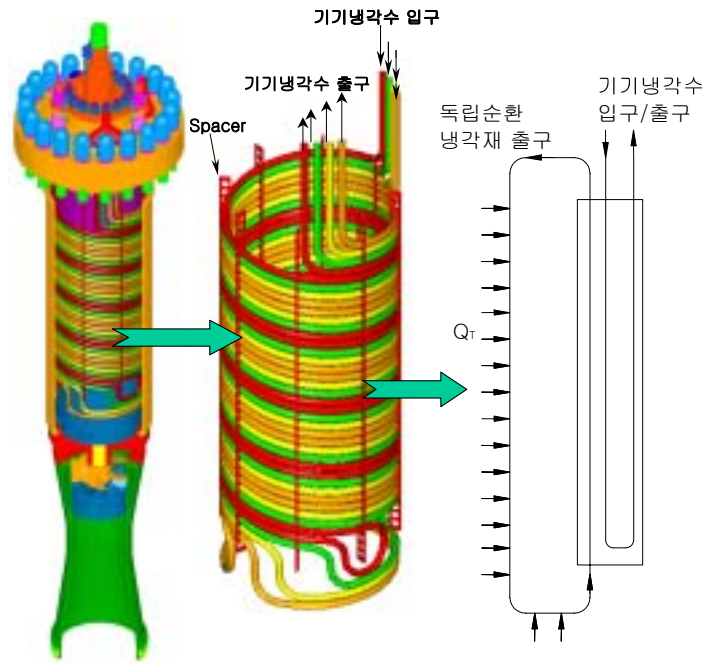
$$R = \frac{T_{hin} - T_{hout}}{T_{cout} - T_{cin}}, \quad P = \frac{T_{cout} - T_{cin}}{T_{hin} - T_{cin}}$$

U 는 열통과 계수이며 A 는 전열면적이다. 그리고 ΔT_m 은 log mean temperature difference(LMTD)로서 다음과 같이 표시된다.

$$T_m = \frac{(T_{hout} - T_{cin}) - (T_{hin} - T_{cout})}{\ln[(T_{hout} - T_{cin}) / (T_{hin} - T_{cout})]} \quad (2)$$

열통과 계수는 기기냉각수 튜브 내벽 또는 외벽을 기준으로 각각 다음과 같이 표시된다. 첨자 i 는 튜브 내벽을 나타낸다.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \quad (3)$$



(a) 주냉각재펌프 (b) 냉각기 형상 (c) 냉각기 해석 모델

그림 1. 주냉각재펌프 및 냉각기 형상과 냉각기 해석 모델

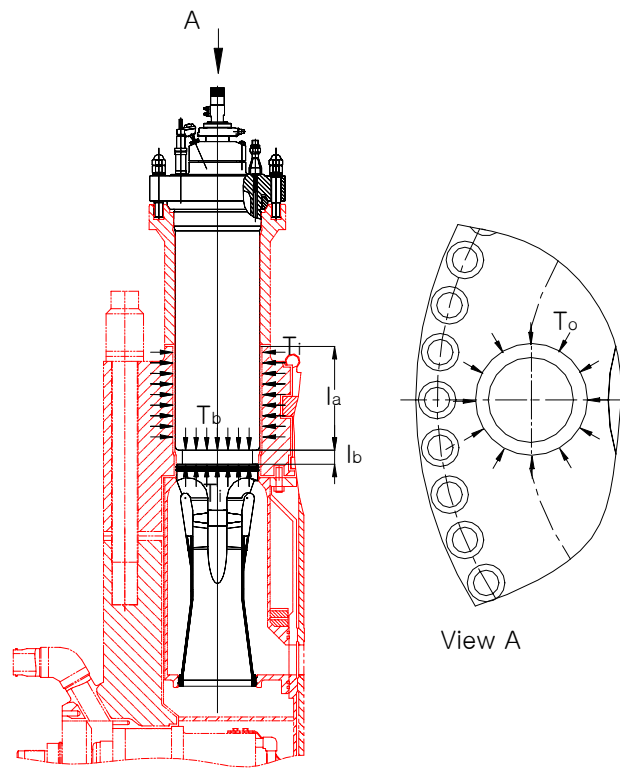


그림 2. 원자로에서 주냉각재펌프로 전달되는 열계산 모델

표 1. 캔드모터 냉각기 설계에 사용된 변수

순번	항목	기호 및 단위	값
1	Tube inner dia.	d_i (m)	0.0100
2	Tube outer dia.	d_o (m)	0.0140
3	Tube pitch	p_t (m)	0.0180
4	Tube dia. pitch	p_d (m)	0.3030
5	Number of turn	n	32
6	Angle ($\tan^{-1}(p_t / \pi p_d)$)	θ (rad)	0.1845
7	Length per one turn	l (m)	0.9683
8	Total length	l_t (m)	30.9868
9	Area per one turn	A (m ²)	0.0426
10	Total area	A_t (m ²)	1.3629
11	Flow rate in cold tube	m ³ /h	3.0000
12	Flow rate in hot shell at high speed	m ³ /h	3.0500
13	Flow rate in cold tube	m_c (kg/s)	0.8267
14	Flow rate in hot shell at high speed	m_{hh} (kg/s)	0.8176
15	Flow rate in hot shell at low speed	m_{hl} (kg/s)	0.1917
16	Temperature of cold tube at inlet	T_{cin}	45.0
17	Specific heat of cold water	C_{pc} (J/kg/K)	4178
18	Specific heat of hot water	C_{ph} (J/kg/K)	4184
19	Density of cold water	D_c (kg/m ³)	992
20	Viscosity of cold water	(N s/m ²)	0.0007
21	Velocity of cold water	V_c (m/s)	2.6526
22	Reynolds number of cold water	Re_c	40297
23	Thermal conductivity of cold water	k_c (W/m C)	0.6288
24	Prandtl number of cold water		4.3388
25	Nuselt number of cold water		200
26	Heat transfer coefficient of cold water	h_c (W/m ² C)	12572
27	Thermal conductivity of STS 321	k_t (W/m C)	14.50
28	Density of hot water	D_h (kg/m ³)	965
29	Viscosity of hot water	(N s/m ²)	0.0003
30	Flow area of shell	(m ²)	0.0014
31	Velocity of hot water	V_c (m/s)	0.5934
32	Hydraulic dia. of flow area	(m)	0.0060
33	Reynolds number of hot water	Re_h	12012
34	Thermal conductivity of hot water	k_h (W/m C)	0.6850
35	Prandtl number of hot water		1.7469
36	Nuselt number of hot water		52.8
37	Heat transfer coefficient of hot water	h_h (W/m ² C)	6024
38	Overall heat transfer coefficient	U (W/m ² C)	1087

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

난류유동 일 때 열전달 계수(h)는 다음과 같이 구한다.

$$h = Nu \frac{k}{d} \quad (4)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5)$$

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (6)$$

여기서 Nu , Re 는 누셀트수(Nusselt number), 레이놀즈수(Reynolds number)이다. 그리고 수식 (1), (2), (3), (4), (5), (6)에서 표시된 모든 기호를 정리하여 표 1에 나타내었다.

일반적으로 대향류의 입출구 온도가 알려져 있는 경우에 LMTD를 쉽게 구할 수 있고 냉각열량, 전열면적, 열통과 계수를 쉽게 구할 수 있다. 그러나 입구 혹은 출구 온도를 모르는 경우에 열교환기 설계가 어려워진다. 이런 경우에 ϵ (effectiveness)를 이용하면 쉽게 열교환기를 설계할 수 있다. 열교환기의 ϵ 은 다음과 같이 정의 된다[1, 2].

$$\epsilon = \frac{\text{actual heat transfer}}{\text{maximum possible heat transfer}}$$

대향류의 열교환기인 경우에 실제 열전달(actual heat transfer)은 다음과 같다.

$$q = m_h c_h (T_{hin} - T_{hout}) = m_c c_c (T_{cout} - T_{cin}) \quad (7)$$

그리고 최대허용 열전달(maximum possible heat transfer)이 발생할 수 있는 경우는 고온의 유체와 저온의 유체 중에서 가장 큰 온도 차이가 있을 경우이다. 고온 혹은 저온의 유체 중에서 최소 유량(minimum flow) 쪽에서 최대의 온도 변화가 있다. 따라서 최대 허용 열전달은 다음과 같이 표시된다.

$$q_{\max} = (mc)_{\min} (T_{hin} - T_{cin}) \quad (8)$$

상기 (7), (8) 식으로부터 대향류를 이루는 열교환기의 ϵ 은 다음과 같이 표시된다.

$$\epsilon_h = \frac{m_h c_h (T_{hin} - T_{hout})}{m_h c_h (T_{hin} - T_{cin})} = \frac{T_{hin} - T_{hout}}{T_{hin} - T_{cin}} \quad (9)$$

$$\epsilon_c = \frac{m_c c_c (T_{cout} - T_{cin})}{m_c c_c (T_{hin} - T_{cin})} = \frac{T_{cout} - T_{cin}}{T_{hin} - T_{cin}}$$

열교환기 지배방정식 (1)과 ϵ 의 정의 식 (9)에서 ϵ 을 U , A 를 포함하는 식으로 유도하면 다음과 같다[1].

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]} \quad (10)$$

$N(NTU)$ 는 number of transfer units라고 부르며 열교환기의 크기를 결정하는 값으로서 다음과 같이 표시된다.

$$N = NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

대항류의 유량과 비열을 곱한 값 중에서 상대적으로 작은(minimum) 값을 C_{\min} 라고 정의하고 큰(maximum) 값을 C_{\max} 라고 정의한다. 그리고 $C = C_{\min}/C_{\max}$ 라고 정의한 값이다.

3. 열교환기 설계

3.1 캔드모터 냉각기 설계

냉각기 대항류에서 주어진 값은 기기냉각수의 입구온도 뿐이다. 기기냉각수의 유량, 기기냉각수 출구온도, 독립순환 유량, 독립순환 유량의 입구와 출구온도를 구하기 위하여 필요한 자료는 냉각기에서 제거해야 하는 열량(Q_T)이다. 냉각기에서 제거하는 열은 캔드모터에서 발생하는 열과 원자로 환형덮개에서 캔드모터로 전달되는 열을 합한 것이다. 환형덮개에서 캔드모터로 전달되는 열은 엄밀한 열해석을 통하여 평가해야 하지만 본 논문에서는 냉각기 해석을 위하여 보수적인 값을 구하였다. 캔드모터에서 발생하는 열(q_{mo})은 캔드모터의 입력에서 임펠러가 하는 일을 제하여 구한다. 환형덮개에서 캔드모터로 전달되는 열($q_a = q_b + q_o$)은 주냉각재펌프 하단에서 전달되는 열(q_b)과 환형덮개 벽면에서 하부베어링으로 전달되는 열(q_o)로 가정할 수 있다.

캔드모터에서 발생하는 열은 다음과 같다.

$$q_{mo} = \text{캔드모터 입력}(40\text{kW}) - \text{임펠러 일}(16\text{kW}) = 24 \text{ kW}$$

그림 2는 캔드모터로 전달되는 열을 보수적으로 구하기 위한 모델로서 주냉각재펌프 하단에서 전달되는 열과 환형덮개 벽면에서 하부베어링으로 전달되는 열은 다음과 같다.

$$q_b = k_t A_b \frac{T_b - T_o}{l_b} \cong 3.5 \text{ kW}$$

$$q_o = 2\pi r_i k_t l_o \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o/r_i)} \cong 31 \text{ kW}$$

여기서 A_b , l_b 는 주냉각재펌프 하단에서 열전달 되는 면적과 온도 구배가 존재하는 길이이다. 그리고 l_o 는 각각 환형덮개 벽면에서 하부베어링으로 열이 전달되는 길이이고 r_o , r_i 는 냉각재 온도가 310°C 및 100°C 라고 가정된 곳의 반경이다. 따라서 주냉각재펌프 냉각기에서 제거할 열량은 약 60kW 이다.

주냉각재펌프 캔드모터의 냉각기 개념설계에서 결정된 변수의 값을 사용하여 냉각기 성능을 평가하였으며, 열교환기 effectiveness 개념을 적용하여 최적 값을 다음과 같이 구하였다.

$$U = 1087 \text{ W/m}^2\text{C}$$

$$A_t = 1.36 \text{ m}^2$$

$$T_{cin} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m_c = 3.0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$m_h = 3.0 \text{ m}^3/\text{h}$$

상기 조건에서 냉각기에서 제거할 수 있는 열량에 따라 T_{cout} , T_{hin} , T_{hout} 값들을 조사하였다. 그림 3에서 보는 바와 같이 제거하는 열량이 증가할수록 T_{cout} , T_{hin} , T_{hout} 값들이 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 펌프 상부공동의 운전 온도가 약 80°C 라고 하면 냉각기에서 제거하는 열량은 약 60 kW 이며, 고온의 독립순환 냉각재 입력온도는 약 100°C 이다. 냉각기에서 제거해야 될 열량이 60 kW 를 초과할 경우에 기기냉각수 유량 혹은 독립순환 냉각재의 유량을 증가시켜야 할 것이다.

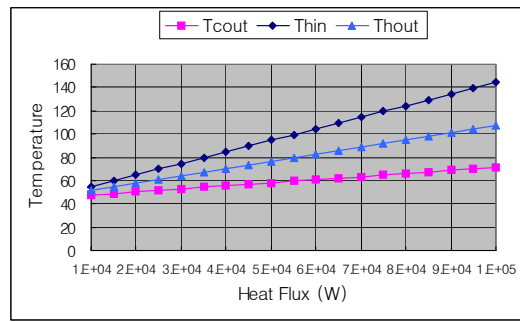


그림 3. 냉각기 제거열에 따른 대항류 온도변화

3.2 대항류 최적 유량

냉각기 설계의 제한 조건 혹은 경계조건으로 U , A , q , T_{cin} 값들이 정해졌을 때 냉각기 성능을 변경할 수 있는 변수는 기기냉각수 유량 혹은 독립순환 냉각재 유량이다. 먼저 기기냉각수 유량이 변하고 독립순환 냉각재 유량은 일정한 값을 유지하는 경우에 대하여 대항류의 온도 변화를 조사하였다. 기기냉각수 유량의 변화는 다음 2 가지 조건을 만족하는 영역만을 고려하였다. 기기냉각수의 속도가 3 m/s 를 초과하지 않고 $m_c \cdot c_c > m_h \cdot c_h$ 관계를 만족해야 한다. 식 (7), (9), (10)으로부터 독립순환 냉각재 유량의 입구와 출구온도, 그리고 기기냉각수 출구온도를 구할 수 있다. 그림 4에서 기기냉각수가 증가하면 독립순환 냉각재의 출구와 입구온도가 모두 감소하며, 유량이 $3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이상이 되면 온도 변화가 없음을 알 수 있다.

기기냉각수의 유량을 일정하게 유지하고 독립순환 유량을 변화시키면서 입구 및 출구의 온도 변화를 살펴보았다. 그림 5에서 독립순환 유량이 증가하면 입구 온도가 감소하며, 유량이 $3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이상이 되면 감소율이 둔해 진다. 기기냉각수 유량이 $3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이상, 독립순환 냉각재 유량이 $3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이상이 되면 유량의 증가에 비하여 온도의 변화가 작

다. 따라서 이 유량을 대항류의 최적 유량으로 이용할 수 있다.

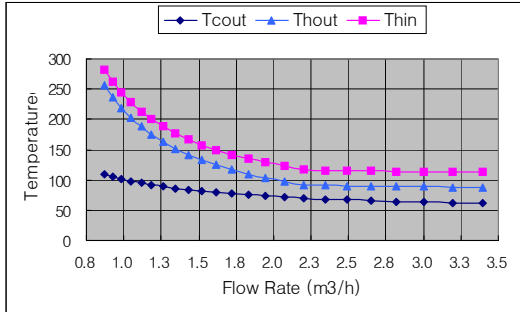


그림 4. 기기냉각수 유량에 따른 대항류 온도변화

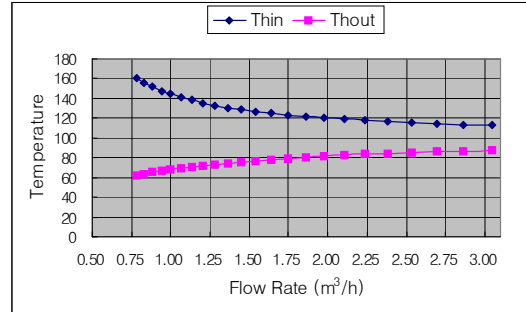


그림 5. 독립순환 유량 대 온도 변화

4. 결론

열교환기의 effectiveness 개념을 적용하여 냉각기 기기냉각수의 최적 유량과 독립순환 냉각재의 최적 유량을 각각 $3.0\text{m}^3/\text{h}$ 로 결정하였다. 냉각기에서 제거해야 할 열량이 60 kW 일 때 기기냉각수 출구온도는 61°C 로 예측하였고 독립순환 냉각재 유량의 입구온도와 출구온도는 각각 105°C 및 83°C 로 예측하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행하였습니다.

참고문서

- [1] J. P. Holman, Heat Transfer, Fifth Edition, McGRAW-Hill International Book Company, 1981.
- [2] Frank Kreith, Principles of Heat Transfer, Third Edition, Intext Press, Inc, 1973.
- [3] 김종인 외 다수, “일체형원자로 주기기 설계기술개발,” KAERI 연구보고서 KAERI/RR-2200/2001, 2002. 3.