

어선용 수평 냉각판 냉동장치의 냉동 효율 개선에 관한 연구

이재철¹·정지호¹·김병목¹·신성철^{1,†}·김수영¹·정보용²
부산대학교 조선해양공학과¹
엔피알티²

A Study on Freezing Efficiency Improvement of Horizontal-Plate Freezer for Fishing Vessel

Jae-Chul Lee¹·Ji-Ho Jeong¹·Byung-Mok Kim¹·Sung-Chul Shin^{1,†}·Soo-Young Kim¹·Bo-Yong Jeong²
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University¹
NPRT(North Pacific Refrigeration Technology)²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The economic efficiency for fishery products can be related to their freshness and the quality. In order to freshly storage the product, freezing equipment system is necessary for fishing vessels. For this purpose, the horizontal plate freezer (HPF) is mostly used. In this research, our major objective is to improve the freezing performance of the HPF. Therefore, it is important to analyse the relationship between the shape of channels and the cooling temperature of the HPF. In order to save calculation time while checking the trend analysis between shape and performance, we used scaled models, and evaluate the cooling temperature of full scale model based on trend analysis results. The produced HPF in domestic was used, and the same operating conditions are considered. Based on this paper, the future research will be a comparison and verification through the experiments.

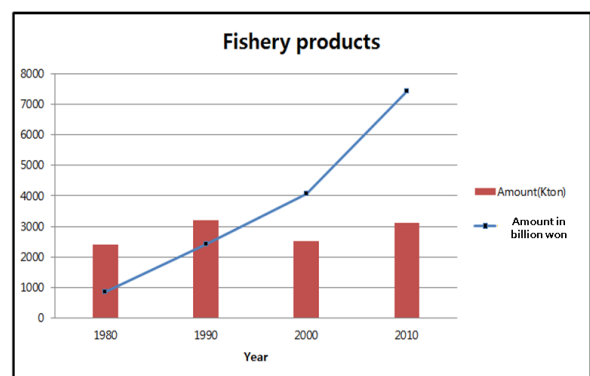
Keywords : Horizontal plate freezer(수평-냉각판 냉동장치), Freezing performance(냉동성능), Shape of channel(채널의 형상), Cooling temperature(냉각온도)

1. 서론

어선에서 어획한 수산물의 경제성은 신선도와 품질에 의해 결정된다. 대형 어선에서는 부패하기 쉬운 수산물의 신선도 유지를 위해 급속냉동법을 이용 하고 있다(Fig. 1). 급속냉동법의 경우 수산물의 급속냉동이 가능하고, 신선도와 품질을 우수하게 유지할 수 있는 장점이 있다.



Fig. 1 Trawl boat (left) and quick-freezing (right)



*Statics Korea 2011

Fig. 2 Fishery production amount

2011년 발표된 자료에 따르면 국내의 어업 생산량은 1980년의 241만 톤에 비해 2010년에는 366만 톤으로 증가했고(Fig. 2), 어업 생산 금액 역시 1980년의 8431억 원 에서 2010년에는

7조 7257억 원으로 증가하는 추세이다(Fig. 2) (Kim, 2011). 국내 수산업 사업의 경쟁력 강화와 신선한 수산물 공급을 위하여 연안 작업용 대형 어선뿐만 아니라 근해 조업용 중소형 어선에도 냉동장치의 설치가 요구된다.

어선에서 많이 사용되는 급속냉동장치는 수평 냉각판 냉동장치(Horizontal Plate Freezer; HPF)이다. 현재 노르웨이, 덴마크 등의 국가에서 개발된 HPF의 경우 우수한 냉각성능을 바탕으로 급속냉각장치분야의 수요를 독점하고 있다. 최근 국내에서 냉동장치의 기술력 확보를 위하여 선박용/산업용 냉동장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. Kim, et al. (2013)은 극저온시스템에서의 온도센서 측정의 정확도를 높이기 위하여 2단 극저온 냉동기를 이용하여 온도측정 정확도를 높인 온도센서를 개발하였고, Park, et al. (2013)은 대형 냉동 물류 창고의 냉동 효율을 극대화하기 위해 효율적인 공조시스템의 최적 설계에 관련한 연구를 수행하였다. 그리고 Park (2005)은 선박의 냉동장치 시스템 설계를 위한 선박의 용도 및 사용목적에 따른 설계기준을 정립하였다. 하지만, 어선용 수평 냉각판 냉동장치에 관한 연구는 찾아보기 어렵다 (Kim, et al., 2014).

본 연구는 국내에서 생산되고 있는 어선용 HPF의 냉동 성능 개선을 최종 목표로 한다. 이를 위해서, HPF의 구성요소 중 채널(channel)의 기하학적 형상이 냉각판의 평균 냉동온도에 미치는 영향을 정량적으로 비교/분석하고, 기존 HPF 냉각판의 냉각온도를 개선하고자 한다. 동일한 조건에서의 HPF의 냉각판 평균 온도 분석을 위해, 냉매인 R22의 열용량(cooling capacity)을 일정하게 고려하였고, 채널 단면으로 유입되는 냉매의 유량을 일정하게 유지하기 위해 채널의 단면적을 동일하게 설계하였다. 냉동기의 냉동효율에 큰 영향을 미치는 열전달계수는 냉매와 채널 사이의 표면적과 관련이 있으며 (Yunus, 2010), 본 연구에서는 채널 단면형상을 4가지로 나누어 냉각판의 평균온도를 정량적으로 비교/분석하였다. 향후, HPF의 실험을 바탕으로 연구 결과의 검증 및 생산 가능성을 확인할 것이다.

2. 수평-냉각판 냉동장치(HPF)

2.1 대상시스템의 정의

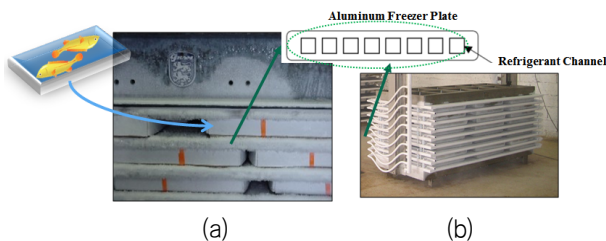


Fig. 3 Horizontal-Plate Freezer (HPF)

수평 냉각판 냉동장치는 Fig. 3(a)와 같이 냉각판 사이에 어획물을 접촉시켜 냉각시키는 장치이며, Fig. 3(b)와 같이 냉각판 내

부는 다수의 채널로 구성되고, 그 채널 사이에 냉매가 지나가면서 냉각판을 냉각시키는 구조이다. 냉매에 의한 냉각판의 온도가 중요한 고려요소이다. 국내 HPF의 냉각판은 알루미늄으로 구성되고, 냉매는 R22를 사용하고있다.

2.2 HPF의 가동조건

현재 국내에서 생산되고 있는 HPF의 가동조건과 재료 물성치는 Table 1, 2와 같다. 냉각판의 열용량은 730kW이며, 채널에 액체 냉매인 R22가 -39°C 의 온도로 초당 1.436kg/s로 유입된다. 또한 냉매는 냉각판을 냉각시킨 후, 일부가 기화되어 액체, 기체 상태로 유출된다 (Table 1). Fig. 4는 HPF의 내부 구조를 보여준다.

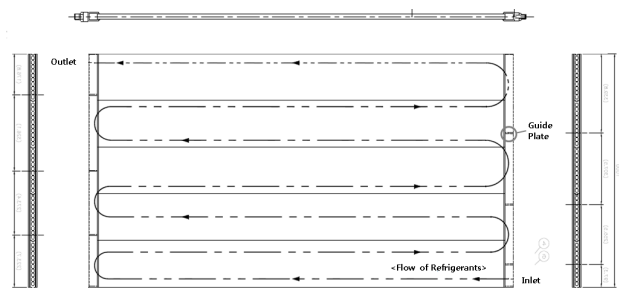


Fig. 4 Inner structure of HPF (NPRT)

Table 1 Condition of operation (NPRT)

HPF Cooling Plate	Aluminum alloy 6063T5
Refrigerants	R22
Temperature of environment	18°C
Temperature of R22 (Inlet)	-39°C
Mass Flow (Inlet)	1.436kg/s
Phase (Inlet_R22)	Liquid
Required temperature of R22 (Outlet)	-38°C
Mass Flow (Outlet)	1.436kg/s
Phase (Outlet_R22)	Liquid + Gas

Table 2 Material property of aluminum 6063T5 and R22 (NPRT)

	Aluminum	R22 (Liquid)	R22 (Gas)
Density (kg/m^3)	2702.0	1409.7233	4.858
Dynamic viscosity ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	-	3.272E-4	1.014E-5
Specific heat ($\text{J}/\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}$)	903	1098.9	600.1
Thermal conductivity ($\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$)	236	0.1198	0.006986

저온 온도분포 해석에서 가장 중요한 사항은 정확한 대류 열전달 계수를 산정하는 것이다 (Heo & Jeon, 1997). 본 문제에서 고려되는 열전달계수는 냉각판의 냉동효율계산을 위해 필요한 고체 표면과 유체사이의 단위 표면적당 단위 온도차이다. 대류 열전달계수(convection heat transfer coefficient)는 식 1을 사용하였다 (Yunus, 2010).

$$h_{R22} = \dot{Q} / (A \cdot \Delta T) \quad (1)$$

여기서 h_{R22} 와 \dot{Q} 는 R22의 열전달계수와 열전달률을 의미한다.

그리고 HPF 냉각판의 총 열전달계수는 열관류율(thermal transmittance)을 사용하여 나타낼 수 있다 (Yunus, 2010).

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

식 (2)에서 U 는 열관류율을 의미하며, h_i 와 h_o 는 각각 R22의 열전달계수 h_{R22} 와 공기의 열전달계수 h_{Air} 를 의미한다. 그리고 k 는 알루미늄의 열전도율(K_{Al})이며, Δx 는 냉각판의 상부와 채널 사이의 두께를 의미한다. 본 논문에서는 대기온도가 18°C 일 때의 물성치를 사용했으며 k_{Al} 은 236 ($W/m \cdot ^\circ C$), h_{Air} , h_{R22} 와 Δx 는 형상에 따라 다른 값을 사용하였다 (Yunus, 2010).

3. HPF의 냉동효율 개선

Fig. 5와 Table 3은 현재 국내에서 생산되는 HPF 냉각판의 단면 형상과 주요치수를 나타낸다.

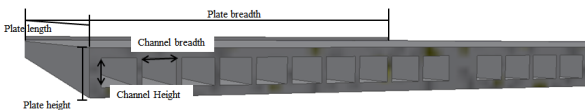


Fig. 5 Channel shape of HPF

Table 3 Principal dimension of HPF (NPRT)

	Value (mm)
Plate breadth	1150
Plate length	1850
Plate height	22
Number of Channel	44
Channel breadth	20
Channel length	1850
Channel height	15

본 연구에서는 상용 프로그램인 Star-CCM+를 사용하여, 냉각

판의 평균온도를 정량적으로 비교/분석하였다. Fig. 6은 현재 국내에서 생산되는 채널 개수 44개인 냉각판의 온도와 냉각판 내부 채널에서의 온도에 대한 수치해석 결과를 보여준다. 냉각판의 평균 온도는 약 -34.68°C 이고, 채널의 평균온도 및 냉각판을 통해 R22가 유출되는 온도는 약 -34.77°C 와 -34.11°C이다.

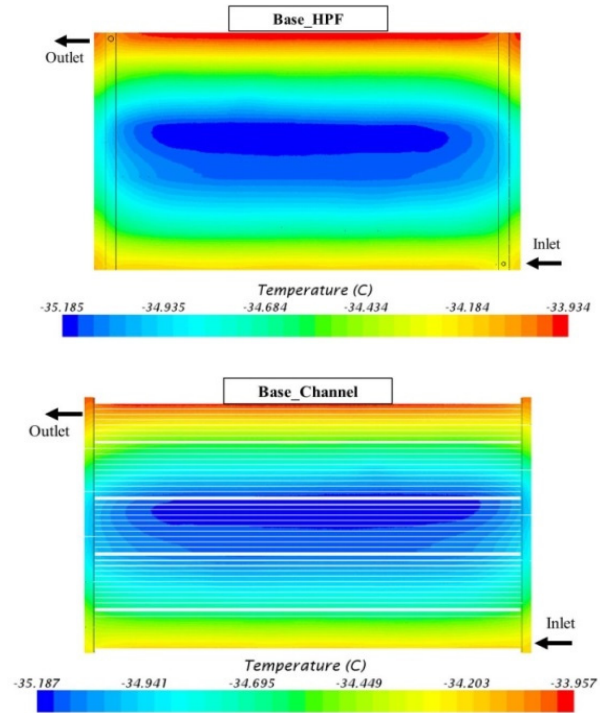


Fig. 6 Numerical value analysis result for HPF (existing)

본 연구에서는 HPF를 구성하는 채널의 형상과 냉각판의 평균 온도와를 정량적으로 비교/분석을 하고, 현재 개발된 HPF 냉각판의 평균온도를 향상시킬 수 있는 채널의 기하학적 형상을 결정하고자 한다.

3.1 HPF의 채널 단면 형상 결정

냉각판의 냉각온도는 채널의 단면적이 큰 영향을 미침을 알 수 있다(식 (1), (2)). 따라서 기존 HPF 냉각판의 단면적을 증가시키기 위하여 HPF의 설치공간 제약조건을 고려하여, 변경된 냉각판으로 연구를 진행하였다(Table 4).

Table 4 Principal dimension of changed HPF

	Value (mm)	
Plate breadth	1000	
Plate length	1750	
Plate height	22	
Number of Channel	50	
Channel breadth	Rectangular	16*13
	Circle dia.	16.27
Channel length	1850	

채널 단면 형상에 따른 냉각판의 온도변화의 경향 분석을 위해 냉각판의 형상을 1/10으로 축소하고, 채널의 개수를 5개로 감소시켜 경향분석을 수행하였다(Table 5). Fig. 7은 경향분석을 위한 축소된 냉각판 형상의 예를 보여준다.

Table 5 Trend analysis for HPF

	Original model	Scaled model
Scale	1	0.1
Number of channel	50	5
Calculation time	about 28 hours	about 3 hours

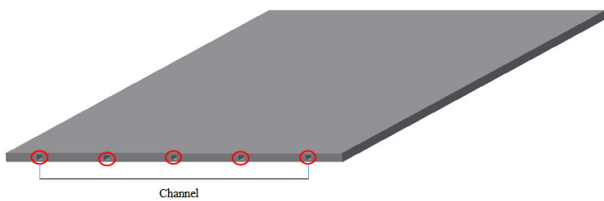


Fig. 7 Example model for trend analysis

본 연구에서는 냉각판 채널의 기하학적 형상을 Table 5와 같이 4가지의 형상으로 나누어 수치해석 결과를 비교/분석하였다. 냉각판의 평균 온도 비교를 위한 초기조건은 기존의 냉각판과 동일하게 고려하였고(Table 1), 냉매인 R22와 HPF의 열관류율을 추정식을 이용하여 계산하였다(식 (1), (2)). Table 6는 채널의 단면 형상에 따른 단면적, 총 표면적 그리고 열전달계수를 나타낸다.

Table 6 Channel shape

	Channel shape	Cross sectional area (mm^2)	Area of surface (mm^2)	Heat transfer coeff. of R22 ($W/m^2\cdot C$)	Thermal transmittance ($W/m^2\cdot C$)
Type 1		208	7721	16586.1782	11.2840
Type 2		208	7120	17986.4368	11.3348
Type 3		208	7264	17628.9859	11.3347
Type 4		208	7300	17542.3577	11.3346

Fig. 8과 Table 7은 채널 단면 형상에 대한 HPF의 냉각판 평균 온도분포와 출구에서 R22 냉매의 유출 온도를 보여준다. 이 결과는 실제 사용되는 HPF 냉각판과 큰 차이를 보인다. 그 이유는 단면 형상에 따른 냉각판의 평균온도 분포의 경향분석을 위해

축소 모델을 사용하였기 때문이다. 경향분석을 통하여 얻어진 결과는 3.2절에서 최종적인 결과 비교/분석의 자료로 이용된다.

냉각판의 평균 온도에 대한 계산 결과를 정량적으로 비교/분석해보면 기존에 생산되고 있는 Type 1의 냉각판 평균온도는 $-23.60^{\circ}C$ 이고, 원형 형상의 채널로 구성된 냉각판 Type 2, Type 3와 Type 4의 평균온도는 각각 $-24.58^{\circ}C$, $-25.30^{\circ}C$, $-25.57^{\circ}C$ 이다. 원형 형상의 채널로 구성된 냉각판이 사각형 형상의 채널로 구성된 냉각판보다 더 우수한 냉각효율을 보임을 알 수 있다(Fig. 8과 Table 7).

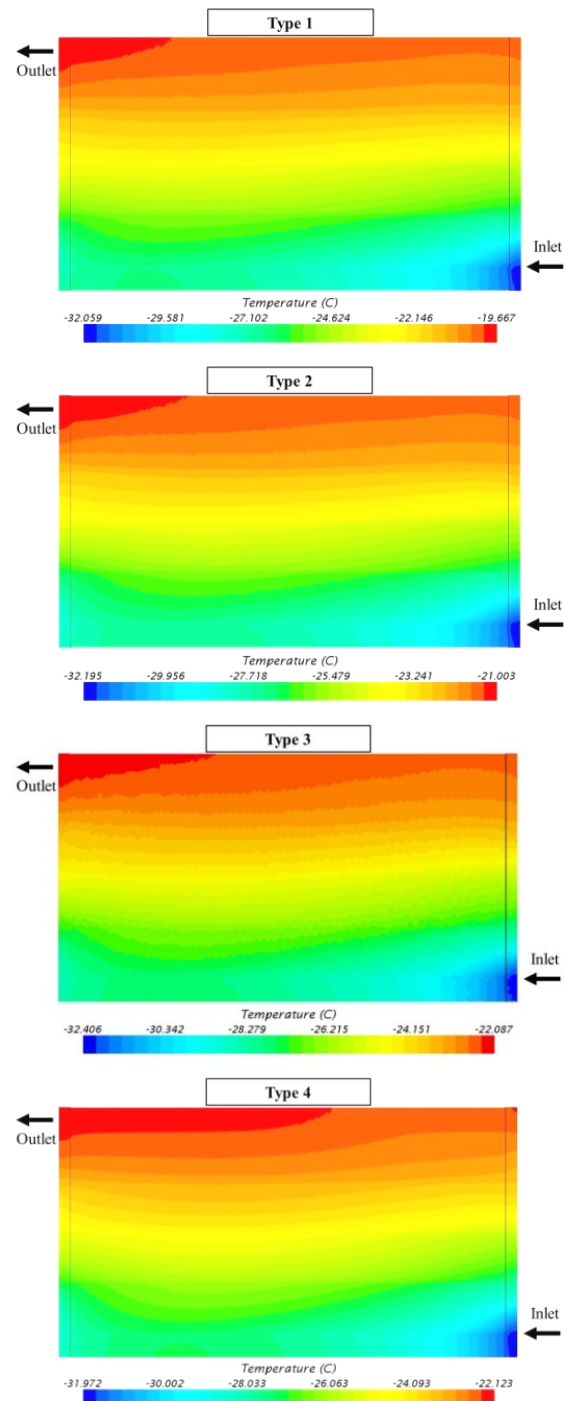


Fig. 8 Trend analysis results for HPF

Table 7 Average and outlet temperature of HPF

	Aver. temperature (°C)	Outlet temperature (°C)
Type1	-23.60	-20.06
Type2	-24.58	-21.15
Type3	-25.30	-22.23
Type4	-25.57	-23.29

3.2 HPF 냉각 효율에 대한 결과 분석

Table 7의 축소 모델의 결과를 바탕으로 실제 냉각판의 냉동 효율에 대한 비교/분석이 필요하다. HPF 냉각판의 평균온도 관점에서 Type 4의 경우가 -25.57°C로 Type 1, 2, 3에 비교하여 가장 우수한 효율을 가진다. 하지만, 채널의 단면을 Type 4의 경우로, 냉각판을 구성할 경우, 냉매의 흐름을 조절하는 채널 내부의 Guide plate(Fig. 4)의 위치변경에 따른 설계변경 문제가 발생되므로, 본 연구에서는 경향분석 결과 중 Type 2를 최종 대안으로 선택하여 그 결과를 비교/분석하였다.

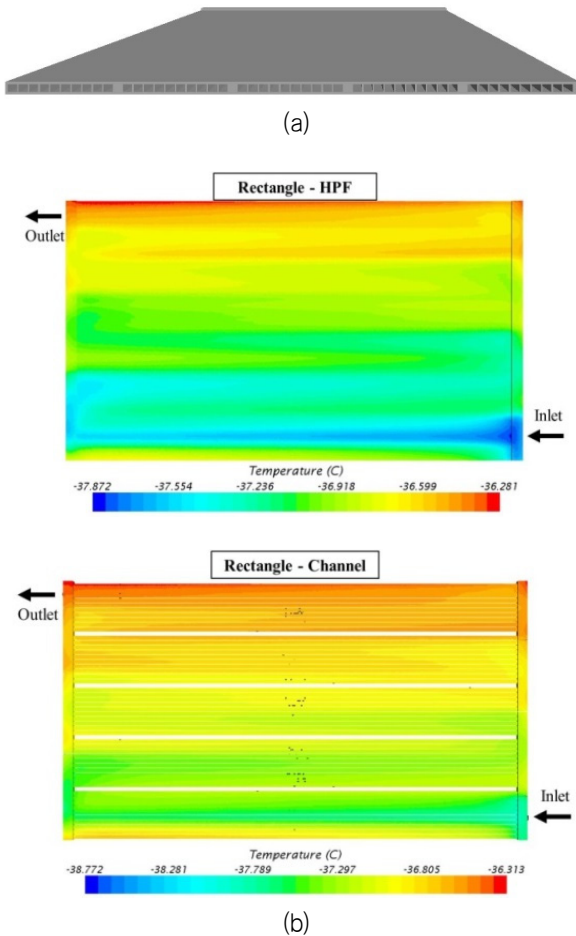


Fig. 9 Shape (a) and Numerical analysis result (b) for HPF (type 1)

Fig. 9는 채널 형상이 50개의 사각형으로 구성된 HPF의 형상과 수치해석결과를 보여준다. 냉각판의 평균 온도는 약 -37.01°C 이고, 채널의 평균온도 및 냉각판을 통해 R22가 유출되는 온도는 약 -37.29°C와 -36.68°C이다. 이 결과는 현재 생산되고 있는 44개의 사각형으로 구성된 냉동장치에 비해 냉각판의 평균 온도는 -2.33°C, 채널의 평균온도와 출구온도는 각 -2.52°C와 -2.57°C 더 낮은 결과를 나타냄을 알 수 있다(Table 8).

Fig. 10은 Type 2의 원형 형상으로 구성된 냉동장치의 수치해석 결과를 보여준다. 냉각판의 평균 온도는 약 -37.61°C 이고, 채널의 평균온도 및 냉각판을 통해 R22가 유출되는 온도는 약 -37.96°C와 -36.77°C로 채널 형상을 Type 2로 구성하였을 경우 44개의 사각형으로 구성된 냉동장치에 비해 평균온도는 -2.93°C, 채널의 평균온도 와 출구온도는 각 -3.91°C와 -2.66°C 더 낮고, 50개의 사각형으로 구성된 냉동장치에 비해 평균온도는 -0.6°C, 채널의 평균온도 와 출구온도는 각 -0.67°C와 -0.09°C 더 낮은 결과를 얻을 수 있다.

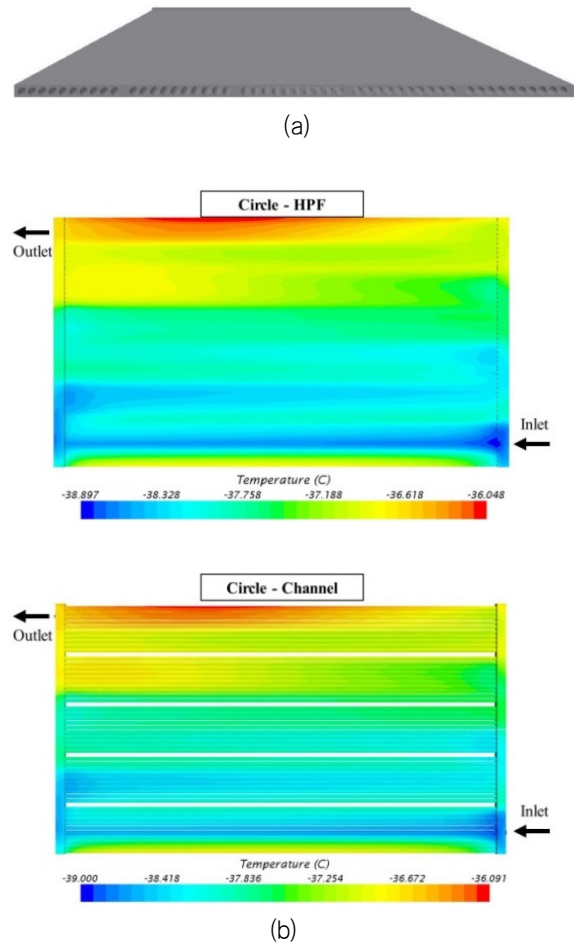


Fig. 10 Shape (a) and Numerical analysis result (b) for HPF (Type 2)

Table 8은 HPF의 냉각판 평균온도와 채널의 평균온도와 냉매 R22의 출구온도 값의 비교를 보여준다. 수치해석적 방법을 통하여 냉각판의 평균온도를 비교/분석해본 결과 기존에 생산되고 있

는 HPF 냉각판의 채널형상을 원형으로 구성한다면 더 우수한 냉동효율을 가질 것으로 사료된다.

Table 8 Improvement results analysis

	Ave. Temperature of plate (°C)	Ave. Temperature of channel (°C)	Temperature of outlet (°C)
Base HPF	-34.68	-34.77	-34.11
Type 1	-37.01	-37.29	-36.68
Type 2	-37.61	-37.96	-36.77

4. 결론 및 향후계획

본 연구는 국내에서 생산되고 있는 HPF 냉각판의 냉동효율 개선을 위한 초기연구이며, 본 연구의 결론은 다음과 같다.

- HPF 냉각판을 구성하는 채널의 단면 형상과 냉각판의 평균온도를 1/10 축소 모델을 사용하여 경향분석을 하였다.
 - 냉각판의 평균온도는 채널 내부 단면적의 크기, 채널의 형상과 밀접한 관계를 가진다.
- 경향분석의 결과를 바탕으로, 기존 냉각판(44개의 채널)과 Type 1, 2 냉각판의 냉동 효율을 정량적으로 분석하였다.
 - Type 1의 경우 냉각판의 평균온도(-2.33°C), 채널의 평균온도(-2.52°C)와 출구온도(-2.57°C) 향상됨.
 - Type 2의 경우 냉각판의 평균온도(-2.93°C), 채널의 평균온도(-3.91°C)와 출구온도(-2.66°C) 향상됨.

향후 연구로써 HPF 냉각판의 채널의 형상을 비대칭 구조로 구성하여 냉동효율개선에 관한 연구와 HPF 냉각판의 구조적 안전성을 확인하고, 실험을 통하여 연구 결과의 검증 과정을 수행할 것이다.

후 기

본 연구는 2014년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단(NO. 2011-0030671)과 중소기업청의 첫걸음 기술개발사업 [C01506820100409278, 수평-냉각 판 냉동장치(HPF)의 냉동효율 개선을 위한 냉각판 및 Channel 설계]의 지원을 받아 수행된 연구임

References

Heo, J.H. & Jeon, Y.H., 1997. Temperature Distribution for a Membrane type LNGC Cargo Tank. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 34(4), pp.108-118.

Kim, J.D., 2011. *How has fishery production been changed during 30 years?*. Statics Korea (Press release).

Kim, M.S. Choi, Y.S. & Kim, D.L., 2013. Development of Temperature Sensor Calibration System using Cryocooler. *Transactions of the KSME B*, 37(1), pp.87-93.

Kim, B.M. Lee, J.C. Shin, S.C. Kim, S.Y. & Jeong, B.Y., 2014. Comparison to freezer plate shape for freezing efficiency improvement of horizontal-plate freezer used in fishing vessel. *2014 KAOSTS (The Korean Association of Ocean Science and Technology Societies) joint symposium*, Busan, Republic of Korea, 22-23 May 2014, pp.1264-1268.

Park, J.H. Park, S.H. Jin, H.J. Kim, D.I. & Cho, J.S., 2013. The optimal design of cooling and ventilating system at the refrigeration logistics center. *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, Pyeongchang, 26 June 2013, pp.657-661.

Park, K.W., 2005. Design Basis of Marine Refrigeration system. *Korea Society of Marine Engineering*, 29(8), pp.14-19.

Yunus, A.C.I., 2010. *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*. 2nd Edition. McGraw-Hill Korea: Seoul.



이재철

정지호

김병목

신성철



김수영



정보용