

CFD를 활용한 선박고온도차발전용 WHRU의 열유동 해석에 관한 연구

황대중* · 박상균** · 지재훈*** · 방은신**** · 오철**†

* (재)한국해사안전국제협력센터 연구원, ** 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수,
 *** 목포해양대학교 해양경찰학부 교수, **** 한국해양대학교 대학원 기관시스템공학과 박사과정

A Study on the Thermal Flow of Waste Heat Recovery Unit (WHRU) for Ship's Organic Rankine Cycle Power Generation System using CFD Method

Dae-jung Whang* · Sang-kyun Park** · Jae-hoon Jee*** · Eun-shin Bang**** · Cheol Oh**†

* Researcher, Korea Center for International Maritime Safety Cooperation, Sejong 30103, Korea

** Professor, Division of Marine System Engineering, Korea Maritime & Ocean University, Busan 49112, Korea

*** Professor, Division of Korea Coast Guard, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

**** Doctor Course, Department of Marine Engineering, Korea Maritime & Ocean University, Busan 49112, Korea

요약 : IMO에서는 선박으로부터 온실가스 감축을 위해 선박의 에너지효율 증진에 관한 논의를 진행하고 있다. 현재, 선박으로부터 발생하는 폐열을 이용한 ORC 발전 시스템을 적용함으로써 선박으로부터 높은 에너지 변환 효율을 기대할 수 있다. 이 기술은 물보다 더 낮은 온도 범위에서 증발하는 프레온 또는 탄화수소 계통의 유기 매체를 작동 유체로 사용한다. 이를 통해 상대적으로 낮은 저온에서 증기(기체)를 생성 및 동력을 발생시킬 수 있다. 본 연구에서는 유기 랭킨 사이클인 ORC 발전 시스템에서 냉매와 폐열 사이 열·유동해석(Analysis of Heat flow)을 3D 시뮬레이션 기법을 이용하여 구조물의 내·외부에 흐르는 유체가 온도 변화, 속도 변화, 압력 변화 및 질량 변화를 통해서 구조물에 어떤 영향을 미치는지를 분석하고자 하며, 동 연구는 이 기법을 이용하여 ORC 발전 시스템에서 냉매와 선박 주기관 배기가스로부터 일어나는 열교환기의 열전달을 해석하였다.

핵심용어 : 폐열, 유기 랭킨 사이클, 열유동해석, 열교환, 냉매

Abstract : The IMO (International Maritime Organization) is discussing the improvement of energy efficiency of ships in order to reduce greenhouse gas emissions from ships. Currently, by applying an ORC power generation system using waste heat generated from ships, high energy conversion efficiency can be expected from ships. This technology uses an organic medium based on Freon or hydrocarbons as the working fluid, which evaporates at a lower temperature range than water. Through this, it is possible to generate steam (gas) and generate power at a low and low temperature relatively. In this study, the analysis of heat flow between the refrigerant and waste heat in the ORC power generation system, which is an organic Rankine cycle, is analyzed using 3D simulation techniques to determine the temperature change, velocity change, pressure change, and mass change of the fluid flowing of the WHRU (Waste Heat Recovery Unit) inside and the outside the structure. The purpose of this study is to analyze how the mass change affects the structure, and this study analyzed the heat transfer of the heat exchanger from the refrigerant and the exhaust gas of the ship's main engine in the ORC power generation system using this technique.

Key Words : Waste Heat, Organic Rankine Cycle, Thermal Flow, Heat Exchanger, Refrigerant

* First Author : hdaejung@imkmc.or.kr

† Corresponding Author : ohcheol@kmou.ac.kr, 051-410-4268

1. 서론

1.1 연구 배경

대형 엔진을 포함한 열기관, 기계 설비 등을 다루는 에너지 집약적 공정은 많은 열이 발생한다. 선박 추진 시스템도 대표적인 에너지 공정으로서 선박 운항을 위한 주기판 운전으로 인해 많은 열이 발생 및 소산된다(Song, 2018).

선박에서 사용하는 증유는 다른 연료보다 상대적으로 많은 황 성분을 포함하기 때문에, 온실가스 증가 및 대기오염에 많은 영향을 미친다. 이에 국제해사기구(이하 IMO)는 선박 기인의 온실가스 감축을 위해 선박용 연료의 황 함유량 제한 규정을 신설하여 MARPOL 협약에 추가하고, 국제적인 온실가스 감축 전략을 채택(Resolution MEPC.304(72))하는 등 다양한 조치를 시행하고 있다. 우리나라도 MARPOL 협약 당사국으로서 IMO 차원의 환경 규제를 수용하여 국내법으로 이를 반영하고 있다.

IMO 차원에서 온실가스 감축을 위해 황 함유량 규제와 더불어 대두되는 현안 중 하나는 선박 에너지효율 증진이다. 황 함유량 자체가 온실가스 배출과 직접 관계되어 있으므로 황 함유량이 낮은 저유황 연료유를 사용하는 조치는 가장 쉽게 온실가스 배출을 감축하는 방법이다. 그러나, 경제적인 측면을 고려해야 하는 해운회사는 상대적으로 금액이 비싼 저유황 연료유 사용에 있어 신중하지 않을 수 없다. 이에, 같은 연료를 사용하더라도 보다 높은 효율을 낼 수 있는 기술 개발에 국제적으로 많은 관심이 자연스럽게 쏠리고 있다.

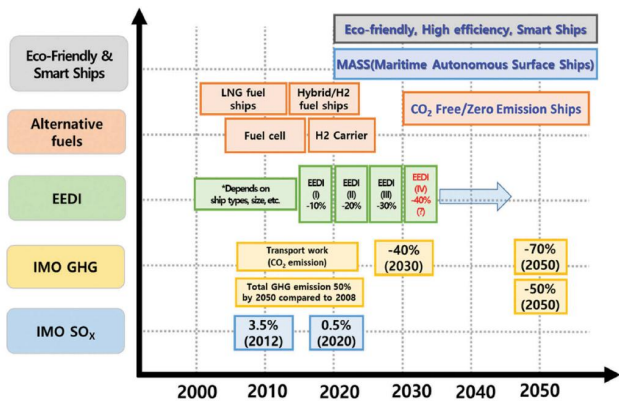


Fig. 1. Prospect of Technology development in accordance with IMO GHG Reduction Regulations.

Fig. 1은 IMO 온실가스 초기 감축 전략에 따른 해운 부문의 기술 개발 전망을 나타낸다. 기술적 측면에서 EEDI(에너지효율지수, Energy Efficiency Design Index) 등의 에너지효율

을 증진할 수 있는 기술 개발은 꾸준히 진행될 것이다. 현 단계에서는 단순히 황 함유량을 제한하는 조치가 전반적으로 시행되고 있지만, 만약 선박 에너지효율 증진에 관한 다양한 기술들이 개발되어 국제적으로 상용화된다면 이러한 부문에서 경쟁력 있는 해운회사나 국가가 해운 산업의 선도적인 역할을 할 것으로 전망된다.

1.2 연구 목적

앞서 연구 배경에서 밝힌 바와 같이 온실가스 감축과 결부된 향후 해운업의 경쟁력 증진 차원에서 선박의 친환경 에너지 사용 및 에너지효율 증진에 관한 기술 개발은 국가적으로 관심을 가지고 지속해서 진행해야 할 연구 부문이다.

유기 랭킨 사이클(ORC: Organic Rankine Cycle) 시스템은 중·저온(70~400℃) 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻을 수 있도록, 물보다 더 낮은 온도 범위에서 증발하는 프레온 또는 탄화수소 계통의 유기 매체를 작동 유체로 사용한다. 이를 통해 상대적으로 낮은 저온에서 증기(기체)를 생성 및 동력을 발생시킬 수 있다(Oh and Song, 2012).

선박에 ORC 발전 기술을 적용한다면, 주기판을 운전하고 배출되는 배기가스 폐열을 이용할 수 있다. 동 연구에서는 선박의 주기판 폐열을 이용한 50 kW급 고온도 차 발전(ORC, Organic Rankine Cycle) 시스템을 개발하여 에너지효율을 향상하고자 한다. 이는 친환경·고효율 조전기자재 역할을 함으로써, 국내 조선·해운 산업의 기술 사업화 경쟁력을 높일 수 있다.

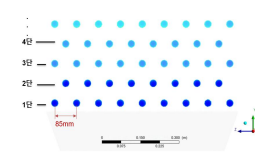
ORC 발전의 경우 과거 LNG의 냉열을 회수하는 복합 랭킨 사이클을 구성한 연구를 수행한 사례가 있으며, LNG가 직접 팽창되어 터빈을 구동하는 직접 팽창 사이클, 복합 사이클, 2단 응축 사이클을 구성하였다(Bao et al., 2017).

최근, 선박 폐열을 이용한 ORC 발전에 대한 연구가 진행 중에 있으며, 본 연구를 통해 개발하고자 하는 50 kW급 고온도 차 발전(ORC, Organic Rankine Cycle) 시스템은 선박의 주기판으로부터 발생하는 폐열을 이용하기 때문에, 주기판의 배기가스와 유기 랭킨 사이클의 작동 유체인 냉매가 효과적으로 열교환이 일어나도록 설계하는 사항이 중요하다(Kim, 2011).

전산유체역학(CFD, Computational Fluid Dynamics)을 통한 유동해석은 컴퓨터를 이용하여 유체(기체, 액체)의 역학적 문제를 수치적으로 푸는 것을 의미한다. 수치적으로 푸는다는 말은 실험적이라는 의미와 대조되며 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 분석을 지칭한다(Sung and Ahn, 2013).

열·유동해석(Analysis of Heat flow)은 3D 시뮬레이션을 이용하여 구조물의 내·외부에 흐르는 유체가 온도 변화에 따라 어떤 양상을 띠는지, 그것이 구조물에 어떤 영향을 미치는지를 예측하는 작업을 말하며, 동 연구는 이 기법을 이용

Table 1. Fuel oil consumption of 3,000kW marine diesel engine generator

	Classification	Numerical Value	Reference
Body	Length × Width	0.75 × 0.75 m	
	Height	3 m	
	Area of In & Out	0.2 m ²	
	Working Fluid	Exh. gas (Air)	
Tube (Evaporating Side)	Layer	20	
	Diameter	28.4 mm	
	Gap	85 mm	
	Area	11.68 m ²	
	Working Fluid	R152a	
Tube (Heating Side)	Layer	8	Thickness : 2.8 mm
	Diameter	28.4 mm	
	Gap	85 mm	
	Area	4.64 m ²	
	Working Fluid	R152a	

하여 ORC 발전 시스템 내 냉매와 선박 주기관의 배기가스로부터 일어나는 열교환기의 열전달을 해석하였다.

2. 수치 해석모델

수치해석을 위해 제작한 모델링은 열교환기 설계 프로그램인 HTRI로 계산된 결과를 고려하였다. HTRI 설계를 기반으로 열교환기 3D 모델링 형상을 제작하고 범용 유동해석 공학프로그램인 ANSYS사의 CFX(v. 18.1)를 활용하여 열교환기(Heater) 내부에서 발생하는 각 유체의 온도, 압력, 속도 그리고 작동 유체인 냉매의 상변화 및 그에 따른 질량 분포를 분석하였다(Kim et al., 2011).

2.1 해석 형상

Fig. 2는 주어진 열교환기 제작 요건을 고려하여 ANSYS사의 Design-Modeler(v. 18.1) 프로그램을 이용하여 제작한 3D 형상이다. 그리고 Table 1은 형상 각부의 세부 값을 나타내고 있으며, 밀면의 가로와 세로 길이는 각 0.75 m이며 전체 높이 3 m의 직립형 열교환기로서 주기관으로부터 배출되는 배기가스는 열교환기(Heater) 밀면으로 유입되어 관과 열교환 후 상부로 이동한다.

일반적인 유기 랭킨 사이클 시스템은 중저온(70~400℃) 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해 물보다 더 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 냉동기에 사용되는 냉매나 탄화수소 계통의 유기매체를 작동유체로 사용하

는 저온 증기 열 동력 사이클로 상대적으로 저온에서 고압의 증기가 얻어지므로 저온 열원을 이용하여 고효율의 동력을 발생시킬 수 있다.

모델링에서 증발과 과열 과정을 별도의 유동장으로 구분하여 제작한 이유는 다음과 같다. 본 열교환기의 성능 목적은 온도 35℃의 액상 냉매(R152a)가 유입되어 최종적으로 열교환기로부터 100℃ 과열증기로 배출되도록 하는 것이다. 즉, 동 열교환기는 주기관으로부터 배출되는 배기가스를 열원으로 하는 일종의 보일러 역할을 한다. 정상상태의 랭킨 사이클 운전에서 액상(포화액)의 냉매가 열교환기 입구를 통해 계속해서 유입되기 때문에 몰리에르 선도 상에서 살펴보면 습증기 영역에서 건도가 증가하는 방향으로 유체의 상태가 변하는 것이다.

Fig. 3은 열교환기 모델링의 측면 모습을 나타낸다. 냉매(R152a)가 열교환기(Heater) 하부에 있는 입구 공통 관(파이프)으로 유입되어 Tube를 따라 유동하고 상부에 있는 출구 공통 관으로 토출된다.

측면의 모습에서 알 수 있듯이 Tube는 엇갈림 배열이 되도록 모델링 하였다. Tube 간 중심 거리는 85 mm 그리고 Tube 재질은 Steel($k = 60 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)로 설정하였다. 주어진 설계 조건에서 Tube 두께는 2.8 mm이지만 격자생성의 복잡성으로 고려하여 3D 모델링 형상에서는 두께가 없는 관(Tube)으로 즉, 내경으로 형상을 제작하고 추후, 경계조건을 설정할 때 배기가스와 Tube의 접촉면에 두께 2.8 mm의 Steel이 있는 효과가 나타나도록 하였다.

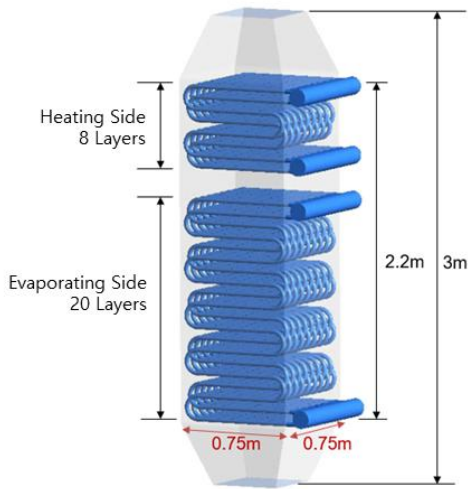


Fig. 2. Modeling of heat exchanger.

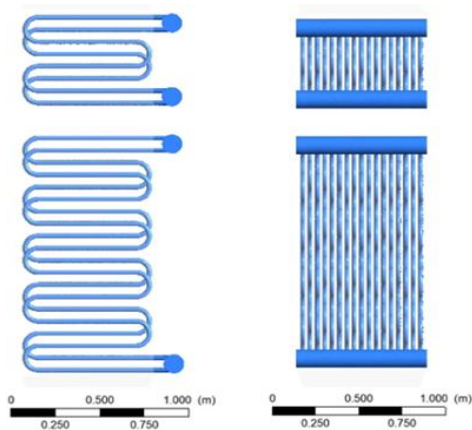


Fig. 3. Modeling of side on heat exchanger.

2.2 격자 작업

Fig. 4는 Heater 모델링의 외부 격자를 보여주고, Fig. 5는 Heat 모델링의 단면 격자를 보여주고 있다. 정해진 해석 영역(domain)에 대해 지배방정식을 푸는 경우, 해당 공간을 계산해야 하는 경우의 수는 무한하므로 유한하게 제한할 필요가 있다. 따라서 CFD 프로그램에서 공간을 유한하게 제한하기 위해 공간을 control volume 형태로 나누는데(FVM= Finite Volume Method) 이것이 바로 격자 작업이다.

일반적으로 공간을 나누기 위한 기하학적인 형태로는 정렬 격자인 Hexahedral type(육면체 형태)과 비정렬 격자인 Tetrahedral, Pyramid 또는 Prism type mesh가 사용된다. 그리고 격자 형태에 따라 특성이 구분되며 Hexahedral type의 경우 형태적인 특성상 복잡한 형태의 격자 구성에는 제한이 있으나, 격자 구성만 잘 이루어진다면 일반적으로 비정렬 격자 타입에 비해 같은 수준의 결과를 도출하는 데 있어 격자 개

수를 줄일 수 있다.

비정렬 격자의 경우 특성상 복잡한 형상에도 격자 구성이 용이한 반면 Hexahedral type에 비해 일반적으로 격자 수가 증가하는 경향이 있다.

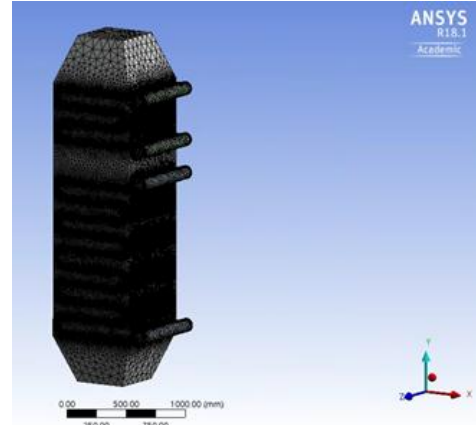


Fig. 4. Outside-Grid of heat exchanger.

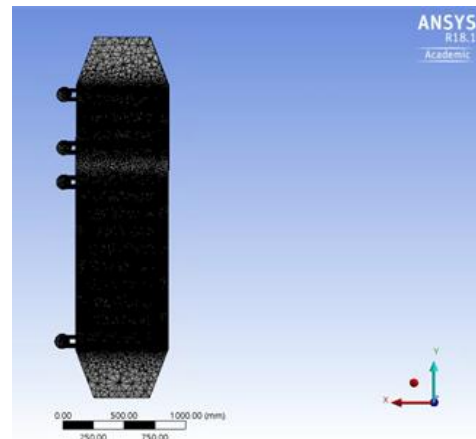


Fig. 5. Section-Grid of heat exchanger.

3. 정상상태 수치해석 결과

3.1 수치해석 조건

본 유동해석은 주기관으로부터 배출되는 배기가스와 50 kW 급 고온도 차 발전(ORC, Organic Rankine Cycle) 시스템의 작동 유체인 냉매(R152a)와 열교환 해석하고 Tube와 열교환을 하면서 Heater 내부를 이동하는 배기가스의 유동을 분석해야 하므로 Fig. 6에서 보는 바와 같이 Heat Transfer 옵션을 'Total Energy' 그리고 난류 모델은 벽면 근처 예측이 뛰어나고 유체 유동에서 높은 정확성을 보이는 것으로 알려진 SST(Shear Stress Transport) k-w를 사용하였다.

Table 2. Steady-State Numerical Analysis Calculation Conditions and Results

Analysis Condition and Result					
		Evaporating Process		Heating Process	
Gas Side (Exh. Gas)	Gas inlet	Flow (kg/s)	15.7		15.7
		Temperature (°C)	300		278
		Pressure (kPa)	15.8		-
	Gas outlet	Flow (kg/s)	17.5		15.7
		Temperature (°C)	278		267
		Pressure (kPa)	-		47.8
				Differential Press. : 32	
Tube Side (R152a)	R152a inlet	Flow (kg/s)	1.55		1.55
		Temperature (°C)	35.7		40.1
		Pressure (kPa)	800 (abt. Press.)		799 (abt. Press.)
		Enthalpy (kJ/kg)	260		535
		Vapor rate	0.00 (Full Liquid)		1 (Full Steam)
	R152a outlet	Flow (kg/s)	1.55		1.55
		Temperature (°C)	35.5		104.5
		Pressure (kPa)	801 kPa (abt. Press.)		801 kPa (abt. Press.)
		Enthalpy (kJ/kg)	510		618
		Vapor rate	0.95		Super heated steam
Interface Wall		Thin Material (Steel 3 mm), $k = 60 [W m^{-1}K^{-1}]$			
Heat-transfer rate (Result)		Exh. gas (515 kW) = Refrigerant Evaporating (387 kW) + Refrigerant Heating (128 kW)			
Average Vapor Rate on Tube		0.58 (Steady Status)			
Analysis Condition					
Fluid		Air Ideal Gas, R152a (Vap), R152a (Liq)			
Turbulence model		k-e model			
Simulation type		Steady State analysis (Steady Status)			
Heat transfer		Total Energy			

본 계산 사용하는 유체는 세 가지로써 배기가스를 모사하는 Air Ideal Gas와 작동 유체인 R152a 냉매의 기체와 액체이다. Air Ideal Gas 경우에는 CFX 프로그램 자체에서 설정할 수 있도록 지원하고 있으므로 간단하게 재료 물성을 설정할 수 있다.

다만, R152a 냉매의 경우에는 CFX 운전애 적합한 물성이 담긴 파일을 별도로 제공하고 있지 않으므로 이는 ANSYS사에서 제공하는 RGP Table 변환 프로그램을 통해 CFX 계산이 가능하도록 변환하는 작업이 필요하다. RGP Table 변환 프로그램은 Real Gas 데이터 파일이 *.fld 파일을 이용하여 별도의 input 파일에 적용하고자 하는 유체의 압력과 온도 범위를 설정하고 변화 Table의 Sampling 수를 입력하게 되면 RGP Table 형태로 변환하게 된다.

변환된 파일을 Fig. 7에서 보는 바와 같이 Material 설정에서 Table Format을 'TASCflow RGP'로 설정하고 변환된 RGP 파일을 적용하면 된다. Fig. 7에서 R245FA(액체), R245VAP(기체)로 명시되어 있지만, RGP 파일 내부의 실제 물성은 R152a이다. Homogeneous Binary Mixture 모델은 상변화 해석을 위한 재료(Material) 적용에 사용되는 모델이다. 수치해석을 위해 설정된 경계조건 및 계산 결과는 Table 2와 같다.

3.2 온도분포

Fig. 8은 열교환기 수직단면에서 온도 범위 250°C~300°C에 해당하는 배기가스의 온도분포를 나타낸다. 열교환기 입구를 통해 유입되는 배기가스(공기) 온도는 300°C로 설정하였고, 증발과 과열 과정의 열교환 후 출구를 통해 배출되는

배기가스의 출구 온도는 계산 결과 대략 267°C로 도출되었다. 또한, 증발 과정에서 열교환이 이뤄진 후의 배기가스 온도는 278°C로 측정되었다.

배기가스 온도 변화에 영향을 미치는 요인은 열교환기의 형상, 관의 배열, 냉매의 상태 변화 등 다양하다. 특히, 동 모델링은 효과적인 열교환을 위한 관을 직렬 배열이 아닌 엇갈림 배열 형태로 설정하였다. 또한, 관의 배열에서 관과 관 사이의 중심 간 거리(간극)가 좁을수록 효과적인 열전달이 일어난다. 하지만, 간극이 좁아짐에 따라 배기가스 입·출구의 차압이 증가함으로 이를 적절히 고려하여야 한다.

Fig. 9는 배기가스와 접촉하는 관(Tube) 및 냉매 입·출구 파이프의 표면 온도를 나타낸다. 열교환기 하부의 증발 과정에서는 몰리에르 선도 습증기 영역 내의 상태 변화로써 온도 변화가 거의 없으므로, 냉매(R152a) 입·출구 온도가 35°C로 일정하다는 점을 입·출구 파이프의 표면 온도를 통해 알 수 있다. 과열 과정은 몰리에르 선도 과열증기 영역 내의 변화로써 기체 상태의 냉매가 배기가스로부터 받은 열량만큼 온도가 증가하는 방향으로 변화한다. 계산 결과, 과열된 냉매 기체의 출구 온도는 104.5°C로써 출구 파이프 표면의 온도분포를 통해서도 이를 확인할 수 있다.



Fig. 7. Physical properties of refrigerant (R152a).

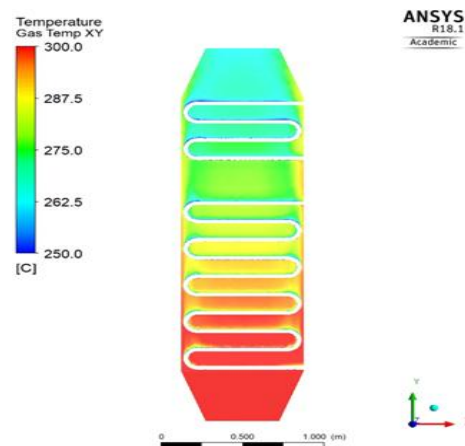


Fig. 8. Temperature distribution of exhaust gas in heat exchanger.

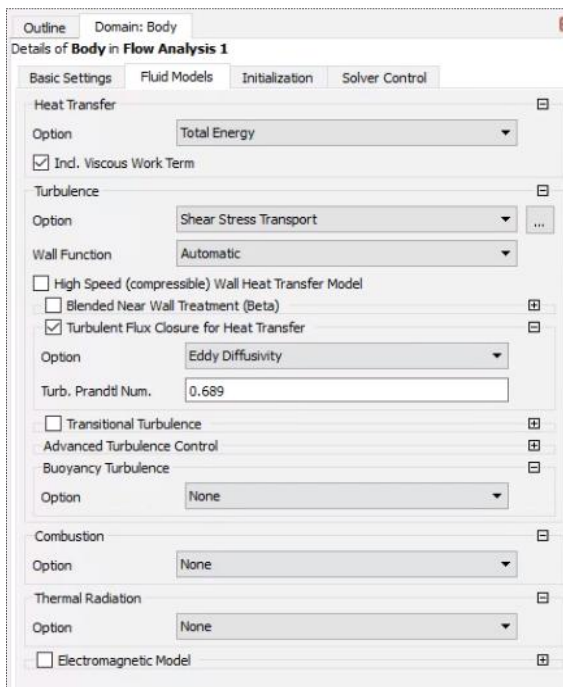


Fig. 6. Setup of fluid model on steady state.

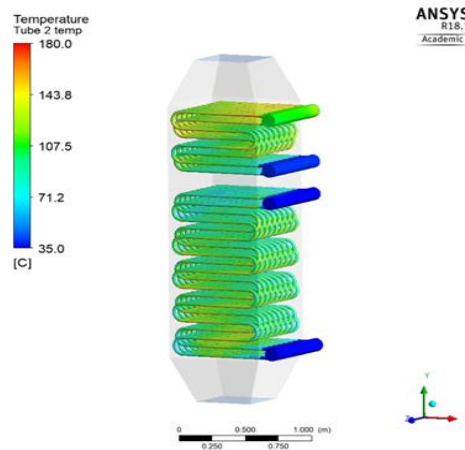


Fig. 9. Temperature distribution of surface in refrigerant tube.

3.3 입력분포

Fig. 10은 열교환기 단면에서 배기가스의 압력변화를 나타낸다. 통상적으로 선박에서 운항 중에 사용하는 배기가스 Economizer 압력 차이는 50~100 [mmH₂O] 정도의 값을 나타낸다는 점을 고려하면, 동 모델링을 통한 배기가스의 차압은 상대적으로 크다고 판단할 수 있다.

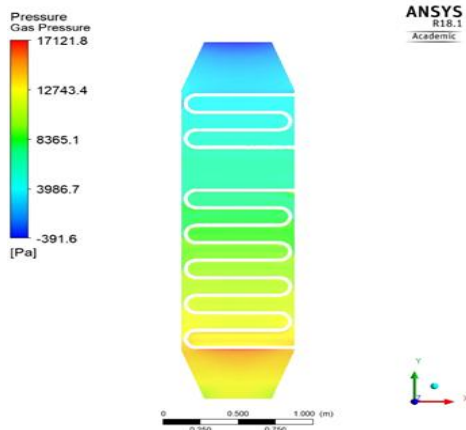


Fig. 10. Pressure distribution of exhaust gas in heat exchanger.

3.4 속도 분포

Fig. 12는 배기가스의 속도 분포를 나타낸다. 동 모델링은 직립식 열교환기 형상으로서 배기가스의 유동 자체는 복잡하지 않고, 단순히 열교환기 밀면의 입구를 통해 유입된 배기가스가 관과 열교환 후 천장의 출구로 배출되는 구조이다.

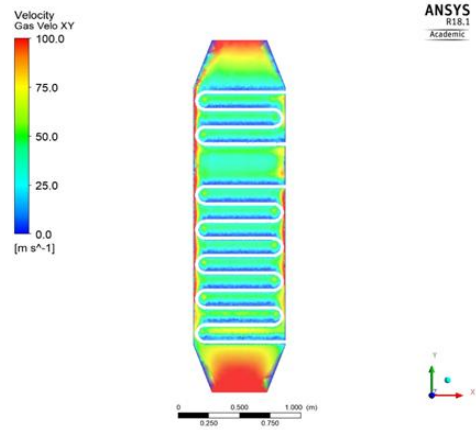


Fig. 12. Velocity distribution of exhaust gas in heat exchanger.

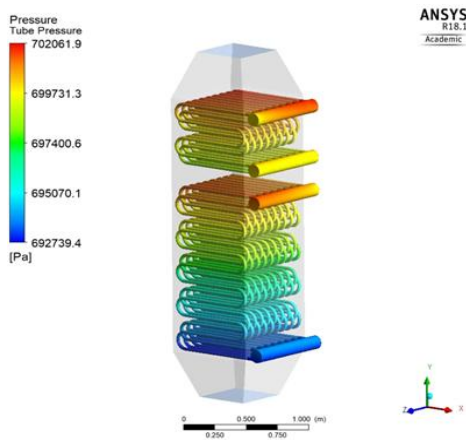


Fig. 11. Pressure distribution of refrigerant in tube.

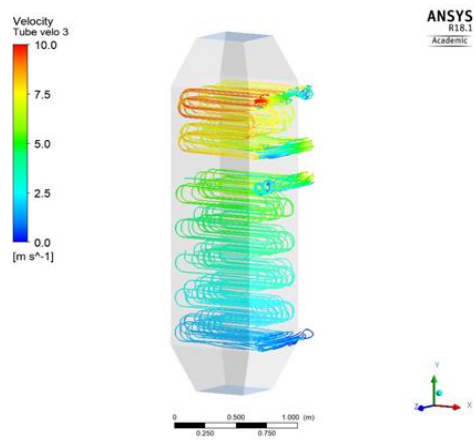


Fig. 13. Velocity distribution of refrigerant in tube.

이는 배기가스의 유량 조절 또는 관(Tube) 형상 및 배열 변경 등을 통해 조절할 수 있다. Fig. 11은 열교환기 단면에서 냉매의 압력변화를 나타낸다. 입구와 출구의 냉매 압력 차이는 대략 1~2 kPa로써 매우 미미하다. 이는 등압 변화의 과정으로 간주할 수 있는 수준이다. 아주 미미한 차이지만 냉매가 열교환기 입구에서 출구로 이동할수록 배기가스로부터 받은 열에너지에 의해 상변화(액→기)가 발생하면서 분자 간 운동에너지가 증가, 즉 압력이 소폭 증가하는 것을 확인할 수 있다.

다만, 내부의 관과 직교 유동 방식의 열교환이 이뤄지기 때문에 그에 따른 저항으로 인해 배기가스의 속도가 감소하게 된다. 그리고 벽면에 가장 가까이 위치한 관(Tube)이 벽면과 접촉되어 있지 않기 때문에 열교환기의 벽면에는 상대적으로 배기가스 유동 저항이 적다. Fig. 12에서 알 수 있듯이, 열교환기 내부 벽면 근처에서 배기가스 속도는 상대적으로 높게 나타난다.

Fig. 13은 관(Tube) 내부 냉매의 속도 분포를 나타낸다. 유입되는 냉매는 주기관으로부터 배출되는 배기가스에 의

해 가열되고 그에 따라 분자의 운동에너지가 증가하면서 유동 진행 방향으로 속도가 소폭 증가하는 것을 확인할 수 있다.

3.5 질량 분포(건도)

열교환기 하부에 있는 증발단 내부에서 발생하는 냉매(R152a)의 상변화(액체→기체)의 질량 분포를 분석하였다.

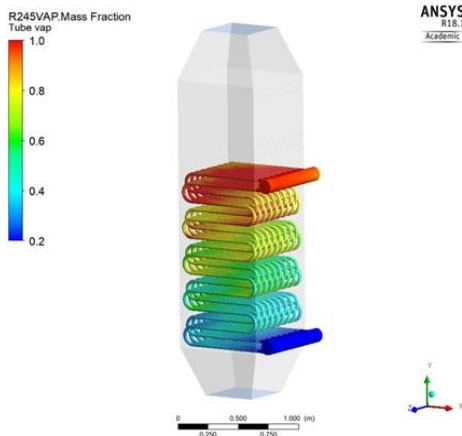


Fig. 14. Vapor rate of refrigerant in tube.

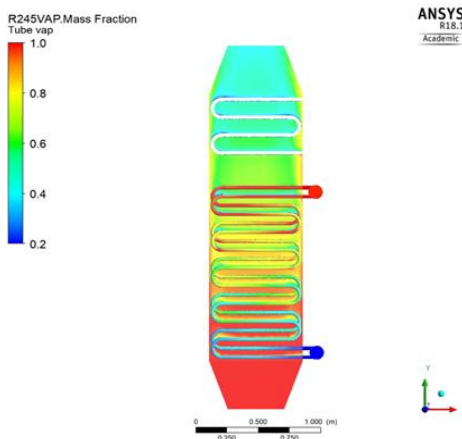


Fig. 15. Vapor rate of refrigerant in tube (section).

모델링의 경계조건에서 완전한 액체(포화액) 상태의 냉매가 유입되도록 설정하였기 때문에 입구 파이프는 기체 상태가 전혀 존재하지 않는 즉, 건도 0 상태이며, 파란색은 건도 0(포화액)을 나타내고 빨간색은 건도 1(포화증기)을 나타낸다.

계산 결과, 배기가스와의 열교환에 의해 증발 과정의 출구에서 나타나는 냉매의 건도는 대략 0.94이다. 배기가스로 인해 전달되는 열에너지에 의해 액체 상태의 냉매가 유동

진행에 따라 점차 기체 상태로 변하는 과정을 Fig. 14를 통해 확인할 수 있다.

Fig. 15는 수평 단면에서의 건도를 나타내는데 자세히 살펴보면 열교환기 벽면에 가깝게 위치한 관에서는 건도가 상대적으로 낮은 점을 확인할 수 있다. 이는 열교환기로 유입되는 배기가스 유동으로 인해 중심부에 있는 관보다 벽면에 근접한 관이 상대적으로 열전달 효율이 떨어지기 때문이지만, 그 차이는 크지 않다.

4. 결 론

동 수치해석은 선박 주기관으로부터 배출되는 배기가스를 열에너지 원으로 활용하여 작동 유체가 냉매(R152a)인 유기랭킨 사이클(ORC) 기반의 WHRU(Waste Heat Recover Unit) 시스템 내 열교환기 열전달 성능(514 kW)을 ANSYS CFX(v.18.1) 프로그램을 통해 해석한 것이다. 랭킨 사이클 터빈 운전을 위해 요구되는 열교환기 성능을 도출하기 위한 목적으로 관의 형상 및 배기가스 유입 조건 등을 조정하면서 514 kW 열전달률 성능이 달성되도록 모델링을 제작하였다. 계산 결과, 본 해석대상과 계산 조건 및 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 온도 35℃ 포화액 상태의 냉매(R152a)가 열교환기로 유입되어 배기가스와 열교환 후, 온도 100℃의 과열증기 상태로 토출되기 위해 열교환기 내부 구조를 증발 단(20단)과 과열 단(8단)으로 구분하여 유동 장을 제작하였다. 계산 결과, 배기가스와 냉매가 정상 상태의 증발 과정에서 387 kW 그리고 과열 과정에서 128 kW의 열전달률이 나타났으며, 배기가스에 의한 총 열전달률은 515 kW로 계산되었다. 열교환기 출구에서 과열증기 상태의 냉매 온도는 104.5℃이다

(2) 정상 상태의 증발 과정에서 냉매 건도는 0(입구)에서 0.94(출구)로 증가하였다. 가능한 한 증발 단의 출구에서 건도 1(포화증기)에 근접한 냉매 상태를 도출하기 위해 열교환기로 유입되는 배기가스 유량을 미세 조정하며 최적의 열교환기 운전 상태를 구하였다. 그 결과, 동 모델링에서 15.7 kg/s의 배기가스 유량이 요구됨을 확인하였다. 동 배기가스 유량은 증발 단의 건도와 과열 단의 과열도에 동시에 영향을 미치며, 증발 및 과열 과정은 등압 상태에서 진행되었다.

(3) 본 연구는 정상상태에서 선박 주기관으로부터 배출되는 배기가스 열에너지 원으로 활용 가능한 작동유체(R150a)에 대한 랭킨 사이클 기반의 WHRU 시스템 내 열교환기 열전달 성능을 해석하였는데, 향후에는 비정상상태에서도 동일한 연구를 통한 결과를 도출하고자 한다.

사 사

이 논문은 2020년도 연구개발특구진흥재단의 재원으로
기술사업화 역량강화사업의 지원을 받아 수행된 연구임
(2020-0220-01).

References

- [1] Aspen HYSYS Thermodynamics COM Interface(2020), Aspen Technology, Inc,
- [2] Bao, J., Y. Lin, R. Zhang, N. Zhang, and G. He(2017), Strengthening power generation efficiency utilizing liquefied natural gas cold energy by a novel two-stage condensation Rankine cycle (TCRC) system, Energy Conversion and Management, Vol. 143, pp. 312-325.
- [3] International Energy Outlook(2017), EIA (U.S. Energy Information Administration), www.eia.gov/ieo/.
- [4] Jung, R. T.(2011), Recent International Development on the Technical and Operational Measures of IMO's CO₂ Emission Control From Ships, The Korean Society for Marine Environment and Energy, Vol. 14, No. 1, pp. 65-71.
- [5] Kim, K. H.(2011), Study of Working Fluids on Thermodynamic Performance of Organic Rankine Cycle (ORC), Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 22, No. 2, pp. 223-231.
- [6] Kim, K. H., C. H. Han, and G. M. Kim(2011), Study on Organic Rankine Cycle (ORC) for Maximum Power Extraction from Low-Temperature Energy Source, The Korean Solar Energy Society, Vol. 31, No. 3, pp. 73-79.
- [7] Oh, C. and Y. U. Song(2012), A Study on the Ship's ORC Power System using Seawater Temperature Difference, Journal of Korean Navigation and Port Research, Vol. 36, No. 5, pp. 349-355.
- [8] Sung, M. J. and J. Ahn(2013), Channel Aspect Ratio on Flow and Heat Transfer Characteristic of Primary Surface Heat Exchanger for ORC, Journal of Computational Fluids Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 35-40.
- [9] Song, Y. U.(2018), Study on the ORC Power Generation System in Marine Engines of Various Sizes, The Korean Society of Marine Engineering, Vol. 42, No. 3, pp. 148-154.

Received : 2021. 06. 09.

Revised : 2021. 08. 23.

Accepted : 2021. 08. 27.