

질량유량 변화에 따른 실물 크기 원통다관식 열교환기의 열전달 성능 평가

An Estimation on the Heat Transfer Performance of a Full-scale Shell-and-tube Heat Exchanger according to the Change of Mass Flowrate

김장권*† · 오석형**
Jang-Kweon Kim*† and Seok-Hyung Oh**

(Received 07 August 2022, Revision received 18 August 2022, Accepted 18 August 2022)

Abstract : In this paper, a realizable k-ε turbulence model was used to analyze the mutual heat transfer of a full-scale three-dimensional shell and tube heat exchanger (STHEX) with a heat exchange length of 2,000 mm when the mass flowrate flowing to the shell and the tube is changed into five types. The amount of heat lost from the shell and the amount of heat gained from the tube are almost identical when the mass flowrate of the shell and the tube increases, respectively, and are distributed non-linearly. In addition, the overall heat transfer coefficient increases non-linearly as the mass flowrate of the shell and the tube increases; it shows a value of about 420~670 W/m²·°C at a given mass flowrate. On the other hand, it is judged that various approximation equations such as heat transfer amount can be important data that provide a lot of information in response to changes in the mass flowrate of the shell and the tube.

Key Words : Approximation equation, Computational fluid mechanics (CFD), Full-scale shell-and-tube heat exchanger (STHEX), Realizable k-ε turbulence model, Steady-state

기호설명

A_i, A_o : 관 내·외부 표면적 [m^2]	h_i : 관다발 내측 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
$C_{p,s}, C_{p,t}$: 쉘과 관다발측 물 비열 [$J/kg \cdot ^\circ C$]	h_o : 관다발 외측 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
C_μ : 난류모델계수(= 0.09) [-]	k_w : 열전도도 [$W/m \cdot ^\circ C$]
D : 쉘과 관다발측 입구 직경 [m]	k : 난류운동에너지 [m^2/s^2]
F : 보정계수 [-]	\dot{m}_s, \dot{m}_t : 쉘과 관다발측 질량유량 [kg/s]
	n_t : 관 수량 [-]
	ΔT_m : 대수평균온도차 [$^\circ C$]

*† 김장권(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-0412-023X) :
교수, 군산대학교 마린엔지니어링 전공
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848
** 오석형(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-2012-5084) :
교수, 군산대학교 기계융합시스템공학부

*† Jang-Kweon Kim(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-0412-023X) :
Professor, Major of Marine Engineering, Kunsan National University.
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848
**Seok-Hyung Oh(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-2012-5084)
: Professor, School of Mechanical Convergence System
Engineering, Kunsan National University.

- Q : 전열량 [kW]
- r_i, r_o : 관 내·외부 반경 [m]
- T_1, t_1 : 쉘 및 관다발측 입구온도 [$^{\circ}C$]
- T_2, t_2 : 쉘 및 관다발측 출구온도 [$^{\circ}C$]
- U_o : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]
- \bar{v} : 입구 평균속도 [m/s]
- ϵ : 난류소산에너지 [m^2/s^3]
- β : 열팽창계수 [$1/^{\circ}C$]
- μ : 점성계수 [$kg/m \cdot s$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

1. 서 론

열교환기는 화력이나 원자력을 이용하는 발전소에서, 석유정제나 화학공정을 이용하는 산업에서 그리고 각종 열을 회수하는 시스템의 응용 분야 등에서 널리 사용되고 있는 주요 설비이다.¹⁻³⁾ 특히 원통다관식 열교환기(shell and tube heat exchanger, 이하 STHEX라 함)는 견고한 형상 구조와 쉬운 유지보수로 인해 에너지변환 시스템에 사용되는 전체 열교환기 중에서 약 35~40% 이상을 차지하고 있으며, 각종 선박이나 잠수함 등에서도 널리 사용되고 있다. 일반적인 STHEX는 다수의 구멍이 뚫린 분할된 배플(baffle)에 다수의 긴 원형 관(tube)을 끼워 넣어 만들어진 관다발(tube bundle)을 큰 원통형의 쉘(shell) 내부에 지지하여 쉘쪽의 유로(flow path)와 관다발의 유로를 서로 분리되도록 구성한 것이 주요 특징이다.

지금까지 STHEX는 주로 실험적 연구와 이론적 연구로 나누어져 왔다. 실험적 연구는 주로 완제품을 가지고 이루어져야 하는데, STHEX는 대체로 규모가 크게 제작되므로 비용과 실험에 드는 시간이 많이 소요된다.^{1,4)} 그러나 이론적 연구는 실험연구 대비 컴퓨터의 계산능력이 발달함에 따라 전산유체역학(CFD)에 의한 수치해석의 소요 비용이 매우 저렴하므로, 실험 대안으로 널리 이용되고 있다.⁵⁾ 지금까지 STHEX를 수치해석 하는 연구는 주로 크기가 소형이거나 매우 간단한 구조 형상에 국한되어 왔으며, 다공성 매체 모델 등

몇 가지 단순화 모델들이 도입되었다.^{1,6)} 그러나 중·대형의 실물 크기인 STHEX에서는 수치해석이 거의 적용되지 않고 있다. 그 한 예로 500개의 관다발과 10개의 배플이 있는 STHEX의 전체 모델에서 복잡한 쉘측 유로의 흐름을 최소 정확도로 예측하는 데 있어 최소 1억5천만 개의 격자(mesh)가 필요하다고 한다.⁷⁻⁹⁾ 결과적으로 이것은 엄청난 계산시간과 고성능의 컴퓨터가 필요하여 큰 비용을 초래하게 된다.

그러나 근래 들어 컴퓨터의 성능은 급속히 발달되어 왔고, 해석에 필요한 응용 소프트웨어도 매우 다양하게 개발되어 있어 이제 실물 크기의 STHEX에 대해서도 정확히 모델링을 할 수 있게 되었다. 그동안 STHEX의 수치해석에 사용된 주요 난류모델들은 RANS(Reynolds averaged Navier-Stokes) 난류모델 가운데 표준 $k-\epsilon$ 모델,^{6,7,10)} RNG $k-\epsilon$ 모델,^{1,11)} SST(shear stress transport) $k-\epsilon$ 모델,^{5,7,12)} 레이놀즈응력(Reynolds stress)모델^{2,5)} 및 Realizable $k-\epsilon$ 모델^{9,10,13)} 등이 있다.

이번 연구에서는 이미 발표된 연구¹⁰⁾에서 모 제작업체가 설계한 STHEX를 바탕으로 열교환 길이만을 2,000 mm로 수정한 STHEX를 유한체적법에 기초한 상용소프트웨어인 SC/Tetra(ver.12)¹⁴⁾를 이용하여 Realizable $k-\epsilon$ 난류모델로 3차원, 정상상태에서 온도에 따른 물의 부력과 중력을 고려하여 수치해석을 수행하였다.

지난 연구¹⁰⁾에서는 STHEX가 요구성능보다 과대하게 설계되었음을 밝혔는데, 이것은 사전설계시 관다발 내·외측의 열전달계수나 총괄 열전달계수 등을 정확히 설계에 반영하지 못해 나타난 결과로 생각한다. 그러나 이 값들은 작동 유체별로 일정 범위를 갖지만, 그 값들을 실제 설계시 정확히 반영하기란 여간 어렵지 않다.

따라서 이번 연구의 목적은 실물 크기의 3차원 STHEX를 쉘과 관다발측으로 흐르는 질량유량을 각각 5가지씩 변화시켰을 때 총 25가지로 해석된 STHEX가 발휘하는 열전달 성능으로부터 쉘과 관다발측의 질량유량에 따른 전열량, 대수평균온도차, 총괄 열전달계수, 교정계수 및 압력강하 등의 경향을 분석하고 수식화하여 설계자료를 축적하

고자 하였다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 이번 연구에서 사용한 STHEX의 쉘측 온수 유로와 관다발측 냉수 유로를 보여 주고 있다. 각 유로에서 유동 성격은 서로 대향류(counter flow)를 나타내며, 관다발 쪽 냉수 유동은 2패스(pass) 구조를 가지며, 쉘 쪽 온수 유동은 1패스로 배플을 통해 수직 방향으로 하강-상승하는 지그재그(zigzag) 모습을 갖는다. 여기서 배플의 유동 통과 면적 비율은 약 20.13%이다.¹⁰⁾

Fig. 2는 226개의 관다발을 5개의 배플로 지지하고 그 외부를 두께 5 mm, 외경 457.2 mm인 큰 원통 쉘로 덮은 실물 크기의 STHEX를 3차원 모

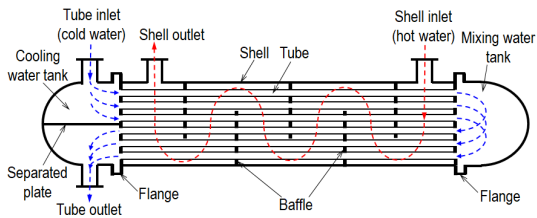


Fig. 1 Shell and tube flow paths of STHEX

Table 1 Specification of STHEX

Terms	Shell (\dot{m}_s)	Tube (\dot{m}_t)
Water condition	Hot	Cold
Mass flowrate (kg/h)	8,000	5,000
	13,000	10,000
	18,000	15,000
	23,000	20,000
	28,000	25,000
Inlet temperature (°C)	50 (T_1)	15 (t_1)

델링 형상으로 나타낸 그림이다. 여기서 쉘 내경과 배플과의 틈새는 5 mm이며, STHEX의 재질은 모두 스테인리스강(stainless steel, STS-304TP)이다. Table 1은 STHEX를 해석하면서 쉘과 관다발측에 적용한 물의 질량유량과 입구 온도를 각각 나타낸 표이다. 또한 수치해석을 하기 위해 사용한 STHEX의 3차원 해석모델은 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 만들었다.

Fig. 3은 STHEX의 3차원 모델을 상용소프트웨어인 SC/Tetra¹⁴⁾의 전처리 기능으로 각 구성요소에 적합한 경계조건을 부여한 다음 격자 크기를 제어할 수 있는 SC/Tetra의 "Octree"기능을 이용하여 격자 크기를 최소 약 2.06 mm에서부터 최대 약 16.5 mm까지 세분화하여 만든 비정형 격자를 도시한 것이다. 여기서 격자의 총 요소(element)수는 약 1억5천6백만 개이며, 총 교점(node)수는 약 4천4백4십만 개가 생성되었다. 또 열전도와 대류

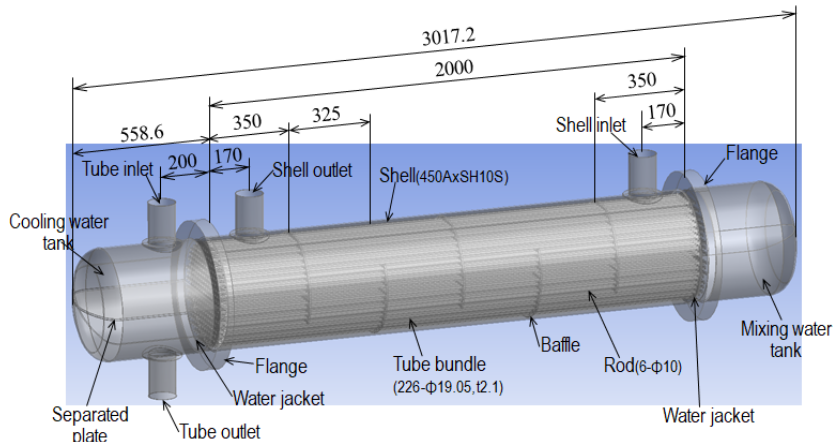


Fig. 2 Schematic diagram and geometry arrangement of STHEX

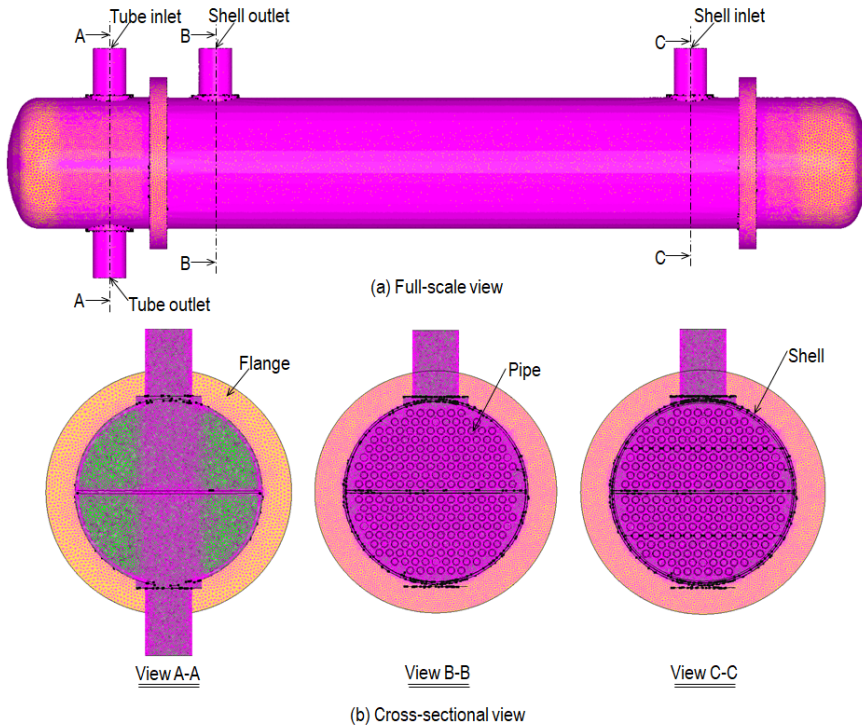


Fig. 3 Unstructured mesh configuration of STHEX

가 이루어지는 셸 내벽과 유동장 사이의 막(film) 경계면이나 관다발 내외부 벽과 관로 내부유동장 사이의 막 경계면들에는 해의 수렴성을 높이기 위해 기본적으로 주어지는 2줄의 프리즘(prism)을 넣었으며, 결과적으로 얻어진 무차원 벽 길이(y^+)는 모두 $y^+ < 100$ 이었음을 확인하였다.

2.2 수치기법

이번 연구에서 셸과 관다발측 질량유량에 적용한 난류운동에너지(k)와 난류소산에너지(ϵ)는 각각 식 (1)과 식 (2)로 계산하였다.

$$k = 0.015 \overline{v^2} \quad (1)$$

$$\epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \cdot k^{\frac{3}{2}} / (0.07D) \quad (2)$$

또한 Fig. 3에 적용한 경계조건은 Table 2와 같다. 여기서 STHEX의 외부 벽면이 갖는 전단응력

과 열전달 조건들은 각각 Free-slip과 단열 조건으로 설정하였다. 또 STHEX의 내부 구성요소 중 관다발측 유로와 셸측 유로를 분리하는 물재킷(water jacket)과 관다발측 유로를 2패스로 나누는 분리판(separated plate)의 전단응력과 열전달 조건들은 각각 점착(no-sip)과 단열 조건으로 설정하였다. 다만 유체와 접하여 열전달을 이루는 배플과 관다발 내·외부의 전단응력과 열전달 조건들은 각각 점착과 열 저항이 없는 조건으로 설정하였다. 그리고 셸과 관다발측의 출구 벽면은 모두 대기압으로 설정하였다.

한편, RANS 난류모델의 대류항과 확산항의 이산화 처리에는 2차 풍상기법(2nd order upwind scheme)과 정확도 가중치 기법(accuracy weighted scheme)을 각각 적용하였다. 또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였으며, 속도, 압력, 온도 등 모든 물성값들에 대한 잔차값의 수렴기준은 1×10^{-4} 이하로 설정하였다. 이때 STHEX의 수치해석에 사용한 각종 물성값의 20℃ 기준 제원은 Table 3과 같다.

Table 2 Wall boundary conditions of STHEX

Terms	Conditions	
	Shear stress	Heat transfer
Shell	Free-slip	adiabatic
Cooling water tank		
Mixing water tank		
Flange		
Water jacket		
Separated plate	No-slip	No thermal resistance
Baffle		
Tube bundle		

Table 3 Material properties of STHEX (20 °C)

Terms	Water	Stainless steel (STS304TP)
ρ (kg/m ³)	998.2	7,930
C_p (J/kg·°C)	4183	502
k_w (W/m·°C)	0.5991	16.3
μ (kg/m·s)	1.016×10 ⁻³	-
β (1/°C)	2.07×10 ⁻⁴	-

2.3 열교환 전열량 해석

일반적인 STHEX의 대향류에서 얻어지는 2패스 유로인 관다발과 쉘측 유로에서의 열교환 전열량은 식 (3)과 식 (4)로 각각 나타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}_s C_{p,s} (T_1 - T_2) = \dot{m}_t C_{p,t} (t_2 - t_1) \quad (3)$$

$$Q = U_o A_o F \Delta T_m = U_i A_i F \Delta T_m$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{2A_o \ln(r_o/r_i)}{\pi L k_w n_t} + \frac{A_o}{h_i A_i}} \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

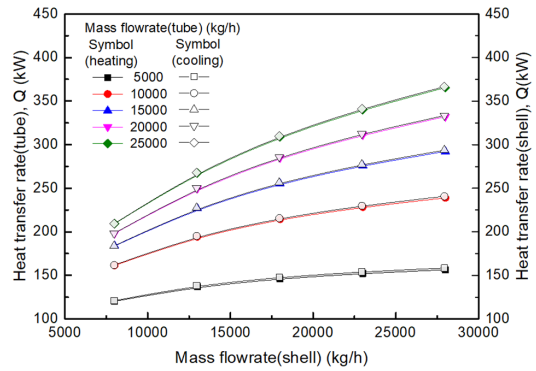
3. 계산결과 및 고찰

3.1 열교환 전열량 평가

Fig. 4는 쉘과 관다발측의 질량유량을 변화시켰을 때 쉘측에서 잃은 전열량과 관다발측에서 얻

은 전열량의 분포 경향을 나타낸 그림이다. 여기서 전열량은 식 (3)으로 계산하였다. 또 물의 비열¹⁵⁾은 쉘과 관다발측 입·출구의 평균온도를 기반으로 보간법에 따라 산출하였다.

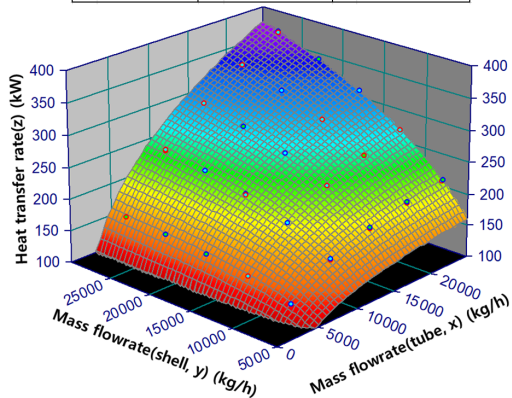
셸이나 관다발측에서 각각 확보한 전열량은 각 질량유량의 증가에 따라 비선형적으로 증가하며, 각각의 전열량은 질량유량에 따라 서로 거의 일치함을 보여 준다. 이것은 STHEX의 수치해석이 정확히 수행되었다는 점을 의미한다. 또 이 전열량(z)은 3차원 그림인 Fig. 4(b)로부터 관다발측 질량유량(x)과 쉘측 질량유량(y)을 이용하여 입의 질량유량에서도 전열량을 쉽게 추정해 볼 수



(a) 2-dimensional view

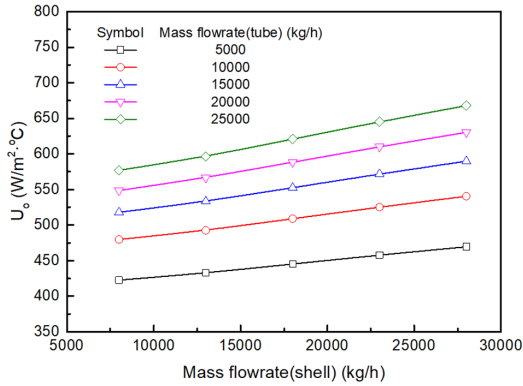
$$z = \frac{a + b(\ln x) + c(\ln x)^2 + d(\ln x)^3 + e(\ln y) + f(\ln y)^2}{1 + g(\ln x) + h(\ln y) + i(\ln y)^2 + j(\ln y)^3}$$

a = -4.3304895	e = -2.4170075	i = 0.025841075
b = 4.0491622	f = 0.10916092	j = -0.00081774902
c = -0.24473433	g = -0.0017087015	
d = 0.0094314109	h = -0.27434166	



(b) 3-dimensional view

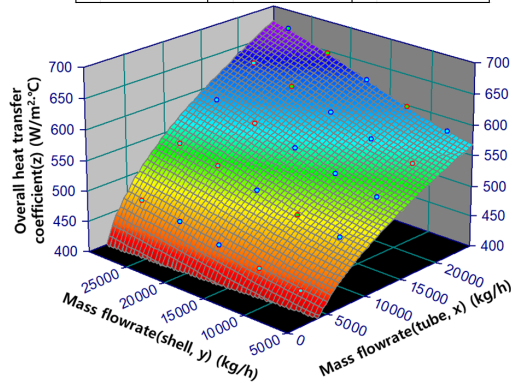
Fig. 4 Heat transfer rate versus mass flowrate



(a) 2-dimensional view

$$z = \frac{a + b(\ln x) + c(y) + d(y)^2 + e(y)^3}{1 + f(\ln x) + g(\ln x)^2 + h(\ln x)^3 + i(y)}$$

a= 90.107016	d= 9.0547563x10 ⁻⁹	g= 0.019035413
b= -7.2844985	e= -1.4839003x10 ⁻¹³	h= -0.00056845503
c= 5.3838299x10 ⁻⁵	f= -0.23036324	i= 1.2711777x10 ⁻⁷



(b) 3-dimensional view

Fig. 5 Overall heat transfer coefficient versus mass flowrate

있도록 하나의 유리함수(rational function) 근사식으로 나타낼 수 있다. 여기서 근사식은 상용프로그램인 TableCurve3D¹⁶⁾로 산출하였다.

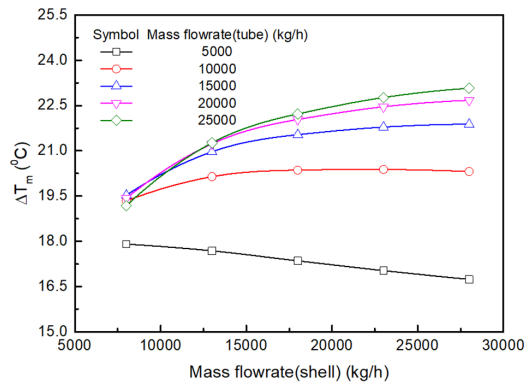
3.2 총괄 열전달계수 분포

Fig. 5는 오염원이 없는 상태에서 셸과 관다발측의 질량유량에 따라 식 (4)로 정의한 총괄 열전달계수의 분포 그림이다. 총괄 열전달계수는 셸과 관다발측의 질량유량 증가에 따라 모두 비선형적으로 증가하며, 주어진 질량유량에서 최소 약 420 W/m²·°C 부터 최대 670 W/m²·°C의 범위 값을 나타내고 있다. 또한 총괄 열전달계수 역시 질량유량

만 알면, 즉시 그 값을 추정할 수 있도록 유리함수 근사식으로 표현할 수 있다.

3.3 대수평균온도차 분포

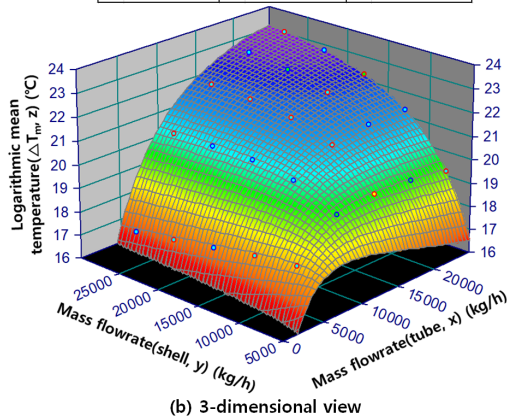
Fig. 6은 셸과 관다발측 질량유량의 변화에 따라 식 (4)로 계산한 대향류의 대수평균온도차를 나타낸 그림이다. 여기서 관다발측 질량유량이 5,000 kg/h에서는 셸측 질량유량이 증가함에 따라 관다발측 출구에서는 열을 충분히 얻지만 셸측 출구에서는 상대적으로 열을 제대로 방출하지 못해 대수평균온도차의 분포는 뚜렷이 감소하는 반면 10,000 kg/h에서는 과도기적 분포 현상을 보이



(a) 2-dimensional view

$$z = \frac{a + c(\ln x) + e(\ln y) + g(\ln x)^2 + i(\ln y)^2 + k(\ln x)(\ln y)}{1 + b(\ln x) + d(\ln y) + f(\ln x)^2 + h(\ln y)^2 + j(\ln x)(\ln y)}$$

a= 23.165082	e= -2.0985873	i= 0.023963917
b= -0.14444424	f= 0.0078261998	j= 0.0002048322
c= -3.1049741	g= 0.071070093	k= 0.21026739
d= -0.07094351	h= 0.0042441531	



(b) 3-dimensional view

Fig. 6 Logarithmic mean temperature versus mass flowrate

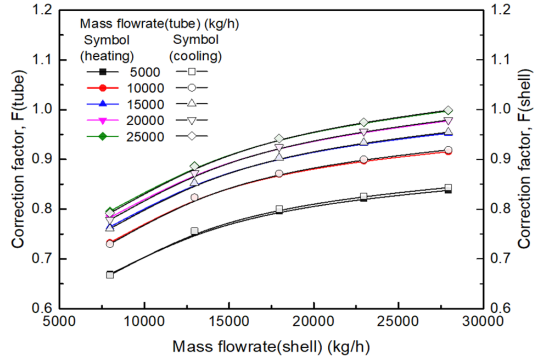
다가 15,000 kg/h 이후에서는 쉘측 질량유량이 증가함에 따라 뚜렷이 증가한다. 이런 현상은 단순히 대수평균온도차의 수식에서 정의된 각 질량유량에서 얻어진 입·출구 온도 차이로 인해 계산된 결과로 생각한다. 이런 경우는 관다발측 질량유량이 10,000 kg/h보다 적을수록 다른 질량유량에 비해 관다발로 흐르는 냉수의 잔류시간이 더 커지므로 쉘측으로부터 열을 상대적으로 많이 흡수하여 관다발측 출구 온도가 가장 높게 나타나지만 쉘측에서는 질량유량이 증대할수록 온수의 잔류시간이 더 빨라져 관다발측으로부터 얻는 열량이 줄어들므로 쉘측에서는 냉각이 덜 되어 출구 온도가 여전히 상대적으로 높게 형성되는 극단적인 경우에서 찾아볼 수 있다.

3.4 보정계수 분포

Fig. 7은 STHEX의 쉘측이 1패스, 관다발측이 2패스로 이루어져 유동이 복잡하므로 Fig. 6의 대수평균온도차를 수정한 쉘과 관다발측 질량유량에 따른 보정계수의 분포를 나타낸 그림이다. 여기서 보정계수는 식 (3)과 식 (4)가 일치하는 조건으로 산출하였다. 쉘과 관다발측 전열량을 바탕으로 산출한 보정계수는 쉘과 관다발측 질량유량 증가에 따라 모두 증가하여 분포하며, 거의 일치된 결과를 보인다. 또한 이 보정계수들은 주어진 질량유량에 대해 $0.66 < F < 1.0$ 의 넓은 범위를 나타낸다. 한편, Fig. 8은 참고서적¹⁷⁾에서 1패스 쉘과 2패스 관다발에 합당한 공식으로 계산한 보정계수를 나타낸다. 여기서 보정계수는 $0.83 < F < 0.96$ 의 범위를 차지하고 있어 Fig. 7의 보정계수에 비해 낮은 질량유량에서는 상대적으로 더 큰 값을 나타내고 높은 유량에서는 더 작은 값을 나타내고 있다. 이것은 서로 다른 STHEX의 설계방식의 차이로 인해 발생한 결과로 생각한다. 따라서 공식에 의한 보정계수를 선택할 때는 그 값이 절대적이지 않다는 것을 참작해야 한다.

3.5 압력강하 분포

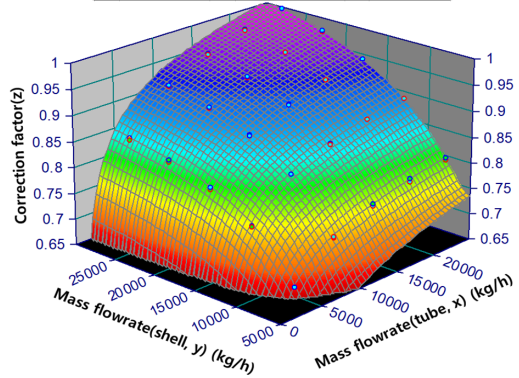
Fig. 9는 질량유량의 변화에 따라 얻어진 쉘과 관다발측 각각의 입·출구에서 발생한 압력강하를



(a) 2-dimensional view

$$z = a + b(\ln x) + \frac{c}{y} + d(\ln x)^2 + \frac{e}{y^2} + \frac{f(\ln x)}{y} + g(\ln x)^3 + \frac{h}{y^3} + \frac{i(\ln x)}{y^2} + \frac{j(\ln x)^2}{y}$$

a= -8.3249211	e= -28178929	i= 3325572.1
b= 2.6486003	f= -383.60799	j= -19.490161
c= 2505.6185	g= 0.0087218321	
d= -0.25787538	h= 1.0298671x10 ¹⁰	



(b) 3-dimensional view

Fig. 7 Correction factor versus mass flowrate

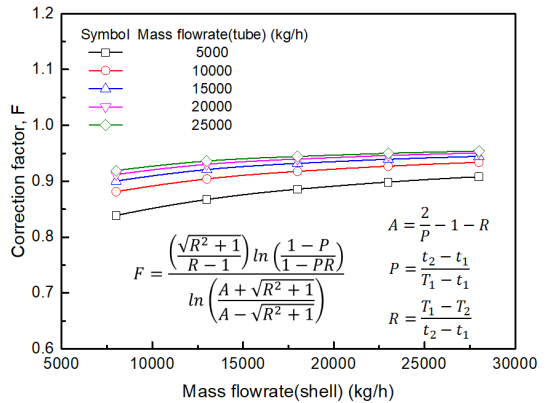


Fig. 8 Correction factor versus mass flowrate calculated by formula

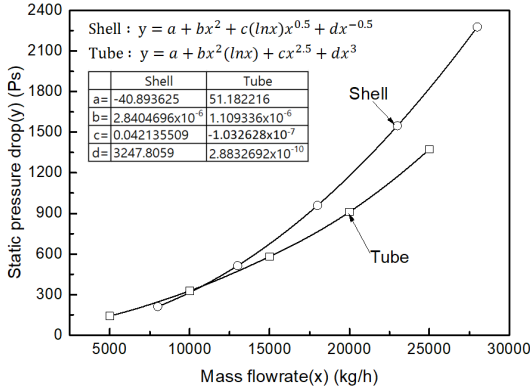


Fig. 9 Pressure drop versus mass flowrate

나타낸 그림이다. 여기서 압력강하는 5개의 동일한 질량유량에서 정압값들이 거의 같거나 미소한 차이를 보여 편의상 산술평균한 정압값을 사용하였다. 셸측의 압력강하는 주어진 질량유량에서 최대 2,300 Pa를 나타내며, 관다발측의 압력강하는 최대 1,400 Pa를 보인다. 또한 질량유량의 증가에 따라 발생하는 셸측과 관다발측의 압력강하는 일반적으로 포물선 분포를 이루나 정확성만을 근거로 했을 때 가장 잘 맞는 하나의 근사식을 얻을 수 있다. 여기서 근사식은 상용프로그램인 TableCurve2D¹⁸⁾로 구하였다.

Author contributions

J. K. Kim; Conceptualization, Data curation, Formal analysis, Funding acquisition, Investigation, Project administration, Supervision, Validation, Visualization, Writing-original draft, Writing-review & editing. S. H. Oh; Methodology, Software, Resources.

4. 결론

실물 크기의 완전한 3차원 형태의 열교환 길이 2,000 mm를 갖는 STHEX에서 셸과 관다발로 흐르는 질량유량을 각각 5가지로 변화시켜 상호 열전달을 시켰을 때 Realizable k-ε 난류모델로 전산

해석한 결과는 다음과 같다.

- 1) 셸측에서 잃은 전열량과 관다발측에서 얻은 전열량은 셸과 관다발측의 질량유량이 증가하였을 때, 거의 일치하며 비선형적으로 증가한다.
- 2) 총괄 열전달계수는 셸과 관다발측의 질량유량 증가에 따라 모두 비선형적으로 증가하며, 주어진 질량유량에서 약 420~670 W/m²·°C의 값을 나타낸다.
- 3) 대수평균온도차의 분포는 관다발측 질량유량이 5,000 kg/h에서는 셸측 질량유량이 증가함에 따라 뚜렷이 감소하는 반면 15,000 kg/h 이후에서는 셸측 질량유량이 증가함에 따라 증가한다.
- 4) 셸과 관다발측 보정계수는 각 질량유량의 증가에 따라 거의 일치된 결과로 모두 증가하여 분포하며, 0.66 < F < 1.0의 넓은 범위를 나타낸다.
- 5) 셸과 관다발측에서 나타난 압력강하는 주어진 질량유량에서 각각 최대 2,300 Pa과 1,400 Pa을 나타낸다.

References

1. J. F. Zhang, Y. L. He and W. Q. Tao, 2009, "3D Numerical Simulation on Shell-and-tube Heat Exchangers with Middle-overlapped Helical Baffles and Continuous Baffles - Part I : Numerical Model and Results of Whole Heat Exchanger with Middle-overlapped Helical Exchanger with Middle-overlapped Helical Baffles", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, pp. 5371-5380.
2. A. S. Ambekar, R. Sivakumar, N. Anantharaman and M. Vivekenandan, 2016, "CFD Simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers with Different Baffle Segment Configurations", Applied Thermal Engineering, Vol. 108, pp. 999-1007.
(DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.08.013)
3. L. He and P. Lib, 2018, "Numerical Investigation on Double Tube-pass Shell-and-tube Heat Exchangers with Different Baffle Configurations", Applied Thermal Engineering, Vol. 143, pp.

- 561-569.
(DOI:10.1016/j.applthermaleng.2018.07.098)
4. M. R. Saffarian, F. Fazelpour and M. Sham, 2019, "Numerical Study of Shell and Tube Heat Exchanger with Different Cross-section Tubes and Combined Tubes", *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, Vol. 10, pp. 33-46. (DOI:10.1007/s40095-019-0297-9)
 5. M. M. A. Bhutta, N. Hayat, M. H. Bashir, A. R. Khan, K. N. Ahmad and S. Khan, 2012, "CFD applications in various heat exchangers design: A review", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 32, pp. 1-12.
 6. E. Pal, I. Kumar, J. B. Joshi and N. K. Maheshwari, 2016, "CFD Simulations of Shell-side Flow in a Shell-and-tube Type Heat Exchanger with and without Baffles", *Chemical Engineering Science*, Vol. 143, pp. 314-340. (DOI:10.1016/j.ces.2016.01.011)
 7. G. B. Leoni, T. S. Klein, and R. de A. Medronho, 2017, "Assessment with Computational Fluid Dynamics of the Effects of Baffle Clearances on the Shell Side Flow in a Shell and Tube Heat Exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 497-506. (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.10.097)
 8. J. Yang and W. Liu, 2015, "Numerical Investigation on a Novel Shell-and-tube Heat Exchanger with Plate Baffles and Experimental Validation", *Energy Conversion and Management*, Vol. 101, pp. 689-696. (DOI:10.1016/j.enconman.2015.05.066)
 9. E. Ozden and I. Tari, 2010, "Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-tube Heat Exchanger", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 1004-1014.
 10. J. K. Kim and S. H. Oh, 2021, "Validation of Performance Requirements for Heat Transfer of a Real Full-scale Shell-and-tube Heat Exchanger through Numerical Analysis", *Journal of Power System Engineering*, Vol. 25, No. 6, pp. 29-37. (DOI:10.9726/kspse.2021.25.6.029)
 11. G. Y. Zhou, J. Xiao, L. Zhu, J. Wang and S. T. Tu, 2015 "A Numerical Study on the Shell-side Turbulent Heat Transfer Enhancement of Shell-and-tube Heat Exchanger with Trefoil-hole Baffles", *Energy Procedia*, Vol. 75, pp. 3174-3179. (DOI:10.1016/j.egypro.2015.07.656)
 12. B. C. Lee, H. K. Kang, M. S. Lee and S. W. Ahn, 2012, "Numerical Analysis of Fluid Flow and Thermal Fields in the Vertical Fluidized Bed Heat Exchanger", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 24-29.
 13. M. K. Dey, N. Parthasarathy and Y. W. Lee, 2020, "Numerical Analysis of Pressure Drop and Temperature in a Hairpin Heat Exchanger with Different Shell and Tube Bank Arrangements", *Journal of Advanced Marine Engineering and Technology*, Vol. 44, No. 4, pp. 288-297. (DOI:10.5916/jamet.2020.44.4.288)
 14. SC/Tetra(Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
 15. http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html.
 16. SYSTAT Software Inc., 2002, TableCurve3D, Ver.4.0 for Windows User's Manual.
 17. R. W. Serth, 2007, Heat Transfer Principles and Applications, Elsevier Science and Technology Books.
 18. SYSTAT Software Inc., 2002, TableCurve2D, Ver.5.01 for Windows User's Manual.