(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2024-0137327
(43) 공개일자 2024년09월20일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
F28D 7/16 (2006.01) *F28F 13/08* (2006.01)
F28F 9/22 (2006.01)
(52) CPC특허분류
F28D 7/1607 (2013.01)
F28F 13/08 (2013.01)
(21) 출원번호 10-2023-0030612
(22) 출원일자 2023년03월08일
심사청구일자 2023년03월08일

(71) 출원인
국립창원대학교 산학협력단
경상남도 창원시 의창구 창원대학로 20(퇴촌동)
(72) 발명자
박희성
경상남도 창원시 의창구 창원대학로 20, 53호관 302호
박찬혁
경상남도 창원시 의창구 창원대학로 20, 51호관 211-1호
에테샴 알리
경상남도 창원시 의창구 창원대학로 20, 51호관 211-1호
(74) 대리인
특허법인 아이퍼스

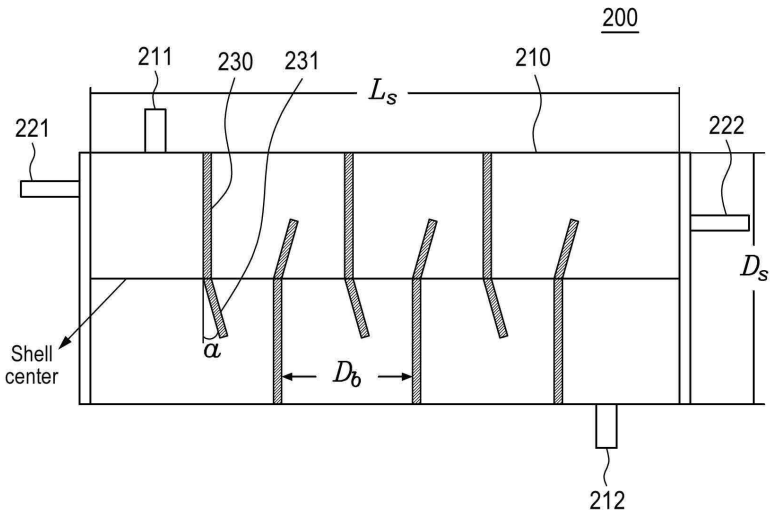
전체 청구항 수 : 총 15 항

(54) 발명의 명칭 **굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법**

(57) 요 약

본 발명은 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법에 관한 것으로, 보다 상세하게는 제1 유체가 유동되는 쉘(shell), 상기 쉘 내부에 구비되고 제2 유체가 유동되는 복수 개의 튜브(tube), 상기 쉘의 내부에서 교번적으로 설치되는 복수 개의 배플(baffle)을 포함하는 열교환기로서, 상기 배플 각각의 끝단부는 특정각도 절곡된 경사부를 갖는 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기에 관한 것이다.

대 표 도 - 도2



(52) CPC특허분류
F28F 9/22 (2013.01)
F28F 2009/226 (2013.01)

이 발명을 지원한 국가연구개발사업
과제고유번호 1345341781
과제번호 2021RIS-003
부처명 교육부
과제관리(전문)기관명 한국연구재단
연구사업명 대학 협력기반지역혁신사업
연구과제명 스마트 무인선박용 고발열 전기전력 소자의 냉각을 위한 열교환기 연구개발
기 여 율 1/3
과제수행기관명 창원대학교 산학협력단
연구기간 2022.08.01 ~ 2023.03.31
이 발명을 지원한 국가연구개발사업
과제고유번호 1415176073
과제번호 2023-0056
부처명 산업자원통상부
과제관리(전문)기관명 (재)경남테크노파크
연구사업명 에너지인력양성
연구과제명 청정가스복합화력발전 핵심요소기술 및 국산화 전문인재양성
기 여 율 1/3
과제수행기관명 창원대학교 산학협력단
연구기간 2021.04.01 ~ 2025.12.31
이 발명을 지원한 국가연구개발사업
과제고유번호 1711168022
과제번호 2023-0129
부처명 과학기술정보통신부
과제관리(전문)기관명 창원대학교 산학협력단
연구사업명 중견연구 (유형 1-1)
연구과제명 신개념 나노유체전극 기술개발 및 이를 응용한 에너지저장시스템 연구
기 여 율 1/3
과제수행기관명 창원대학교 산학협력단
연구기간 2021.04.01 ~ 2025.12.31

명 세 서

청구범위

청구항 1

제1 유체가 유동되는 쉘(shell), 상기 쉘 내부에 구비되고 제2 유체가 유동되는 복수 개의 튜브(tube), 상기 쉘의 내부에서 교번적으로 설치되는 복수 개의 배플(baffle)을 포함하는 열교환기로서,

상기 배플 각각의 끝단부는 특정각도 절곡된 경사부를 갖는 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 2

제 1항에 있어서,

상기 쉘은 원통형으로 내부에 중공부가 형성되고, 일단에서 유입된 제1 유체가 상기 배플의 배치에 따라 상기 중공부를 지그재그로 유동하여 타단으로 배출되도록 형성되고,

상기 튜브는 내부에 제2 유체가 유동하고 상기 쉘의 일단에서 타단을 향하도록 배치되는 복수 개로 구성된 튜브 번들인 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 3

제 2항에 있어서,

상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 상기 쉘 내부 차압이 감소되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 4

제 3항에 있어서,

상기 배플은,

평면방향이 상기 쉘의 길이방향에 수직되는 수직부와, 상기 수직면에서 절곡단을 기준으로 특정각도 경사진 경사부를 갖는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 5

제 4항에 있어서,

상기 절곡단은 상기 쉘의 중심선에 위치되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 6

제 5항에 있어서,

상기 특정각도는 상기 제1유체의 전체적인 유동방향에 반대방향인 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 7

제 6항에 있어서,

상기 특정각도는 25 ~ 35도인 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 8

제 7항에 있어서,

상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 열관류율이 증가되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 9

제 5항에 있어서,

상기 특정각도는 상기 제1유체의 전체적인 유동방향에 나란한 방향이고, 상기 특정각도는 12 ~ 18도인 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기.

청구항 10

제 7항 또는 제 9항에 있어서,

상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 TEF(Thermal enhancement factor)가 증가되고,

상기 TEF는 열전달 성능과 압력강하를 고려한 성능이고, 하기 수학식 3으로 정의 되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기:

[수학식 3]

$$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$$

N_u는 경사부가 적용된 배플의 Nusselt number, N_{u0}는 경사부가 없는 배플의 Nusselt number이고, f는 경사부가 적용된 배플의 저항 계수이며, f_0는 경사부가 없는 배플의 저항 계수이다.

청구항 11

제 10항에 있어서,

상기 Nusselt number는 하기 수학식 4로 연산되고, 상기 저항계수는 하기 수학식 5로 연산되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기:

[수학식 4]

$$Nu = \frac{hl_c}{\lambda}$$

[수학식 5]

$$f = \frac{2\Delta p d}{\rho u_m^2 l}$$

h는 대류 열전달 계수, l_c는 특성 길이, λ는 전도 열전달계수이고

△p는 쉘 내부의 압력 강하, d는 쉘 내부 직경, ρ는 쉘 내부 유체의 밀도, u_m은 유체의 평균 속도, l은 쉘의 길이이다.

청구항 12

제 1항 내지 제 9항 중 어느 한 항에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기를 이용한 열교환방법으로서,

쉘 내부에 배치된 복수의 튜브 내부로 제2유체가 쉘의 일단에서 타단으로 유동되고, 상기 쉘의 일단에서 유입된 제1 유체가 배플의 배치에 따라 쉘 내부를 지그재그로 유동하여 타단으로 배출되도록 형성되는 단계; 및

상기 제2유체와 상기 제1유체가 유동되며 열교환되는 단계;를 포함하고,

상기 배플은, 평면방향이 상기 쉘의 길이방향에 수직되는 수직부와, 상기 수직면에서 절곡단을 기준으로 특정각도 경사진 경사부를 갖고, 상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 상기 쉘 내부 차압이 감소되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체 열교환방법.

청구항 13

제 1항 내지 제 9항 중 어느 한 항에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체 열교환기를 포함하는 것을 특징으로 하는 선박.

청구항 14

제 1항 내지 제 9항 중 어느 한 항에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체 열교환기를 포함하는 것을 특징으로 하는 전기추진함정.

청구항 15

제 13항에 있어서,

제1유체는 해수이고, 제2유체는 청수인 것을 특징으로 하는 선박.

발명의 설명

기 술 분 야

[0001] 본 발명은 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법에 관한 것이다.

배 경 기 술

[0002] 일반적으로 공기조화기는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성되며, 최근에는 응축기와 증발기에서 토출된 냉매간의 열교환을 통해 증발효율을 극대화시키기 위한 별도의 열교환기가 추가되어 사용되고 있다.

[0003] 상기의 열교환기는 온도가 서로 다른 유체를 직접 또는 간접으로 접촉시켜 열교환을 시키는 장치로써, 난방 또는 온방을 목적으로 자동차, 냉장고, 건축물,공기조화기, 석유화학공업, 일반화학공업 및 파워 플랜트

(PowerPlant) 등에 널리 사용되고 있다.

[0004] 이와 같은 열교환기 중 특히 쉘(Shell) 및 튜브(Tube)형 열교환기는 튜브(Tube)의 내부로 흐르는 유체와 튜브(Tube)의 외부로 흐르는 유체간에 상호 열교환이 일어나도록 하는 장치이다.

[0005] 상기와 같이 쉘(Shell) 및 튜브(Tube)형 열교환기는 서로 다른 유체의 간접 접촉을 통해 열교환을 유도하게 되는데, 이 때 서로 다른 유체가 직접 섞이게 되는 것을 방지하기 위해, 튜브(Tube) 및 배플(baffle)을 사용하게 된다.

[0006] 배플(Baffle)을 튜브(tube)에 결합시키기 위해 배플(Baffle)과 튜브(tube) 사이를 용접하게 되는데, 이를 위해 배플(Baffle)과 튜브(tube) 사이에 확동액을 주사한 후 용접로를 통해 용접을 진행하는 과정을 거치게 된다.

[0007] 이러한 원통 다관식 열교환기인 쉘 앤 튜브형 열교환기는 쉘(shell) 내부에 구리합금 등으로 이루어지는 금속제의 튜브 다수 개가 쉘에 평행하게 배치된다. 쉘의 내부, 즉 튜브의 외측에는 제1유체가 흐르고, 튜브 내부에는 제2유체가 흐르며, 튜브를 통해 흐르는 유체 간의 열 교환이 이루어지도록 구성된다.

[0008] 쉘 앤 튜브형 열교환기로서, 대한민국 등록특허공보 제10-1512224호, 대한민국 공개특허공보 제10-2007-0084401호 등이 개시되어 있다. 이러한 종래의 쉘 앤 튜브형 열교환기가 도 1에 도시된다.

[0009] 도 1을 참조하면, 쉘 앤 튜브형 열교환기(200)는 제1 유체(70)가 유동되는 쉘(210), 쉘(210) 내부에 구비되고 제2 유체(80)가 유동되는 복수 개의 튜브(tube; 220), 쉘(210)의 내부에서 교번적으로 설치되는 복수 개의 배플(baffle; 230)로 구성된다. 쉘(210) 내부에서 유동되는 제1 유체(70)에 의해 튜브(220)로 유입되는 제2 유체(80)의 열교환이 이루어지게 된다.

[0010] 쉘앤튜브 열교환기에서 배플(230)의 역할은 튜브(220)를 지지하고 유동으로 인한 진동을 방지한다. 또한, 쉘(210) 내부의 유동 패턴을 변경함으로써 쉘(210) 및 배플(230) 벽면 근처에 와류를 발생시켜 열전달을 향상시킨다.

[0011] 쉘 앤 튜브형 열교환기(200)에 적용되는 대표적인 배플(230)의 형상은 segmental 구조로 제작 및 설치가 용이하며, 열전달 효율이 높아 가장 많이 사용되고 있다.

[0012] 하지만 유동이 배플(230)을 넘어갈 때, 급격한 회전이 발생하여 쉘(210) 내부의 차압이 증가하는 문제점이 있다. 쉘(210) 내부의 차압이 증가할 경우, 쉘(210) 내부로 유체를 공급해주는 펌프의 소모 동력이 증가하여 열교환기의 운용 비용이 증가한다. 따라서, 쉘(210) 내부의 차압을 감소시키는 배플 형상이 요구되었다.

선행기술문헌

특허문헌

[0013] (특허문헌 0001) 대한민국 등록특허 10-2413066

(특허문헌 0002) 대한민국 등록특허 10-1967273

(특허문헌 0003) 대한민국 공개특허 10-2019-0087225

발명의 내용

해결하려는 과제

[0014] 따라서 본 발명은 상기와 같은 종래의 문제점을 해결하기 위하여 안출된 것으로서, 본 발명의 실시예에 따르면, 굴곡형 segmental 배플 구조로 쉘 내부의 차압을 감소시킬 수 있는, 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법을 제공하는데 그 목적이 있다.

[0015] 본 발명의 실시예에 따르면, 기존의 segmental 배플 구조와 비교하여 쉘 내부 차압을 약 14.1% 감소시키면서, 열전달과 차압을 통합적으로 고려한 성능인 Thermal enhancement factor(TEF)를 약 5 % 증가시킬 수 있는, 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법을 제공하는데 그 목적이 있다.

[0016] 한편, 본 발명에서 이루고자 하는 기술적 과제들은 이상에서 언급한 기술적 과제들로 제한되지 않으며, 언급하지 않은 또 다른 기술적 과제들은 아래의 기재로부터 본 발명이 속하는 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자에

게 명확하게 이해될 수 있을 것이다.

과제의 해결 수단

[0017] 본 발명의 제1목적은 제1 유체가 유동되는 쉘(shell), 상기 쉘 내부에 구비되고 제2 유체가 유동되는 복수 개의 튜브(tube), 상기 쉘의 내부에서 교번적으로 설치되는 복수 개의 배플(baffle)을 포함하는 열교환기로서, 상기 배플 각각의 끝단부는 특정각도 절곡된 경사부를 갖는 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기로서 달성될 수 있다.

[0018] 그리고 상기 쉘은 원통형으로 내부에 중공부가 형성되고, 일단에서 유입된 제1 유체가 상기 배플의 배치에 따라 상기 중공부를 지그재그로 유동하여 타단으로 배출되도록 형성되고, 상기 튜브는 내부에 제2 유체가 유동하고 상기 쉘의 일단에서 타단을 향하도록 배치되는 복수 개로 구성된 튜브번들인 것을 특징으로 할 수 있다.

[0019] 또한 상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 상기 쉘 내부 차압이 감소되는 것을 특징으로 할 수 있다.

[0020] 그리고 상기 배플은, 평면방향이 상기 쉘의 길이방향에 수직되는 수직부와, 상기 수직면에서 절곡단을 기준으로 특정각도 경사진 경사부를 갖는 것을 특징으로 할 수 있다.

[0021] 또한 상기 절곡단은 상기 쉘의 중심선에 위치되는 것을 특징으로 할 수 있다.

[0022] 그리고 상기 특정각도는 상기 제1유체의 전체적인 유동방향에 반대방향인 것을 특징으로 할 수 있다.

[0023] 또한 상기 특정각도는 25 ~ 35도인 것을 특징으로 할 수 있다.

[0024] 그리고 상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 열관류율이 증가되는 것을 특징으로 할 수 있다.

[0025] 또한 상기 특정각도는 상기 제1유체의 전체적인 유동방향에 나란한 방향이고, 상기 특정각도는 12 ~ 18도인 것을 특징으로 할 수 있다.

[0026] 그리고 상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 TEF(Thermal enhancement factor)가 증가되고, 상기 TEF는 열전달 성능과 압력강하를 고려한 성능이고, 하기 수학식 3으로 정의 되는 것을 특징으로 할 수 있다.

[0027] [수학식 3]

[0028] $$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$$

[0029] N_u는 경사부가 적용된 배플의 Nusselt number, N_{u0}는 경사부가 없는 배플의 Nusselt number이고, f는 경사부가 적용된 배플의 저항 계수이며, f_0는 경사부가 없는 배플의 저항 계수이다.

[0030] 그리고 상기 Nusselt number는 하기 수학식 4로 연산되고, 상기 저항계수는 하기 수학식 5로 연산되는 것을 특징으로 할 수 있다.

[0031] [수학식 4]

[0032] $$Nu = \frac{hl_c}{\lambda}$$

[0033] [수학식 5]

[0034] $$f = \frac{2\Delta p d}{\rho u_m^2 l}$$

[0035] h는 대류 열전달 계수, l_c는 특성 길이, λ는 전도 열전달계수이고, △p는 쉘 내부의 압력 강하, d는 쉘 내부 직경, ρ는 쉘 내부 유체의 밀도, u_m은 유체의 평균 속도, l은 쉘의 길이이다.

[0036] 본 발명의 제2목적은 앞서 언급한 제 1목적에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기를 이용한 열교환방법으로서, 쉘 내부에 배치된 복수의 튜브 내부로 제2유체가 쉘의 일단에서 타단으로 유동되고, 상기 쉘의 일단에

서 유입된 제1 유체가 배플의 배치에 따라 쉘 내부를 지그재그로 유동하여 타단으로 배출되도록 형성되는 단계; 및 상기 제2유체와 상기 제1유체가 유동되며 열교환되는 단계;를 포함하고, 상기 배플은, 평면방향이 상기 쉘의 길이방향에 수직되는 수직부와, 상기 수직면에서 절곡단을 기준으로 특정각도 경사진 경사부를 갖고, 상기 배플 끝단부의 경사부에 의해 상기 쉘 내부 차압이 감소되는 것을 특징으로 하는 굴곡형 배플구조를 갖는 유체 열교환방법으로서 달성될 수 있다.

[0037] 본 발명의 제3목적은 앞서 언급한 제1목적에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체 열교환기를 포함하는 것을 특징으로 하는 선박으로서 달성될 수 있다.

[0038] 본 발명의 제4목적은 앞서 언급한 제1목적에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체 열교환기를 포함하는 것을 특징으로 하는 전기추진함정으로서 달성될 수 있다.

[0039] 제3, 제4목적에 있어서, 제1유체는 해수이고, 제2유체는 청수인 것을 특징으로 할 수 있다.

발명의 효과

[0040] 본 발명의 실시예에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법에 따르면, 굴곡형 segmental 배플 구조로 쉘 내부의 차압을 감소시킬 수 있는 효과를 갖는다.

[0041] 본 발명의 실시예에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기 및 열교환방법에 따르면, 기존의 segmental 배플 구조와 비교하여 쉘 내부 차압을 약 14.1% 감소시키면서, 열전달과 차압을 통합적으로 고려한 성능인 Thermal enhancement factor(TEF)를 약 5 % 증가시킬 수 있는 효과를 갖는다.

[0042] 한편, 본 발명에서 얻을 수 있는 효과는 이상에서 언급한 효과들로 제한되지 않으며, 언급하지 않은 또 다른 효과들은 아래의 기재로부터 본 발명이 속하는 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자에게 명확하게 이해될 수 있을 것이다.

도면의 간단한 설명

[0043] 본 명세서에 첨부되는 다음의 도면들은 본 발명의 바람직한 실시예를 예시하는 것이며, 발명의 상세한 설명과 함께 본 발명의 기술적 사상을 더욱 이해시키는 역할을 하는 것이므로, 본 발명은 그러한 도면에 기재된 사항에만 한정되어 해석 되어서는 아니 된다.

도 1은 종래 쉘 앤 튜브형 열교환기의 단면도,

도 2는 본 발명의 실시예에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기의 단면도,

도 3은 (a) 각도 0° 인 배플, (b) 제1유체 유동방향과 나란한 방향(FD)의 각도 15° 인 배플, (c) FD 각도 30° 인 배플, (d) 제1유체 유동방향과 반대방향(BD)의 각도 15° 인 배플, (e) BD 각도 30° 인 배플을 갖는 경우의 유체열교환기의 단면도,

도 4는 본 발명의 실험예에 따른 쉘 앤 튜브형 열교환기의 해석상의 수치해석모델,

도 5는 본 발명의 수치해석 수행을 위한 격자구성으로 (a)는 전체적인 격자구조, (b)는 쉘과 튜브 단면, (c)는 배플과 튜브 사이에서의 격자구성,

도 6은 본 발명의 실험예에 따른 격자수에 따른 열관류율 그래프,

도 7은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘 내부 중심 단면적에 대한 유동분포도,

도 8은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘 내부 중심단면적에 대한 와류 분포도,

도 9는 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘의 온도분포,

도 10은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘 배출부측 제1유체온도와, 튜브 토출단측 제2유체온도 그래프,

도 11은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 전체적 열관류율(Overall heat transfer coefficient) 그래프,

도 12는 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘의 압력강하 그래프,

도 13은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 TEF 그래프를 도시한 것이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0044] 이상의 본 발명의 목적들, 다른 목적들, 특징들 및 이점들은 첨부된 도면과 관련된 이하의 바람직한 실시예들을 통해서 쉽게 이해될 것이다. 그러나 본 발명은 여기서 설명되는 실시예들에 한정되지 않고 다른 형태로 구체화될 수도 있다. 오히려, 여기서 소개되는 실시예들은 개시된 내용이 철저하고 완전해질 수 있도록 그리고 통상의 기술자에게 본 발명의 사상이 충분히 전달될 수 있도록 하기 위해 제공되는 것이다.

[0045] 본 명세서에서, 어떤 구성요소가 다른 구성요소 상에 있다고 언급되는 경우에 그것은 다른 구성요소 상에 직접 형성될 수 있거나 또는 그들 사이에 제 3의 구성요소가 개재될 수도 있다는 것을 의미한다. 또한 도면들에 있어서, 구성요소들의 두께는 기술적 내용의 효과적인 설명을 위해 과장된 것이다.

[0046] 본 명세서에서 기술하는 실시예들은 본 발명의 이상적인 예시도인 단면도 및/또는 평면도들을 참고하여 설명될 것이다. 도면들에 있어서, 막 및 영역들의 두께는 기술적 내용의 효과적인 설명을 위해 과장된 것이다. 따라서 제조 기술 및/또는 허용 오차 등에 의해 예시도의 형태가 변형될 수 있다. 따라서 본 발명의 실시예들은 도시된 특정 형태로 제한되는 것이 아니라 제조 공정에 따라 생성되는 형태의 변화도 포함하는 것이다. 예를 들면, 직각으로 도시된 영역은 라운드지거나 소정 곡률을 가지는 형태일 수 있다. 따라서 도면에서 예시된 영역들은 속성을 가지며, 도면에서 예시된 영역들의 모양은 소자의 영역의 특정 형태를 예시하기 위한 것이며 발명의 범주를 제한하기 위한 것이 아니다. 본 명세서의 다양한 실시예들에서 제1, 제2 등의 용어가 다양한 구성요소들을 기술하기 위해서 사용되었지만, 이들 구성요소들이 이 같은 용어들에 의해서 한정되어서는 안 된다. 이들 용어들은 단지 어느 구성요소를 다른 구성요소와 구별시키기 위해서 사용되었을 뿐이다. 여기에 설명되고 예시되는 실시예들은 그것의 상보적인 실시예들도 포함한다.

[0047] 본 명세서에서 사용된 용어는 실시예들을 설명하기 위한 것이며 본 발명을 제한하고자 하는 것은 아니다. 본 명세서에서, 단수형은 문구에서 특별히 언급하지 않는 한 복수형도 포함한다. 명세서에서 사용되는 '포함한다(comprises)' 및/또는 '포함하는(comprising)'은 언급된 구성요소는 하나 이상의 다른 구성요소의 존재 또는 추가를 배제하지 않는다.

[0048] 아래의 특정 실시예들을 기술하는데 있어서, 여러 가지의 특정적인 내용들은 발명을 더 구체적으로 설명하고 이해를 돕기 위해 작성되었다. 하지만 본 발명을 이해할 수 있을 정도로 이 분야의 지식을 갖고 있는 독자는 이러한 여러 가지의 특정적인 내용들이 없어도 사용될 수 있다는 것을 인지할 수 있다. 어떤 경우에는, 발명을 기술하는 데 있어서 흔히 알려졌으면서 발명과 크게 관련 없는 부분들은 본 발명을 설명하는데 있어 별 이유 없이 혼돈이 오는 것을 막기 위해 기술하지 않음을 미리 언급해 둔다.

[0050] 이하에서는 본 발명의 실시예에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기(200)는 통상의 쉘 앤 튜브형 유체열교환기와 같이, 제1유체(70)가 유동되는 쉘(shell)(210), 쉘(210) 내부에 구비되고 제2유체(80)가 유동되는 복수 개의 튜브(tube)(220), 쉘(210)의 내부에서 교번적으로 설치되는 복수 개의 배플(baffle)(230)을 포함하여 구성된다. 도 2는 본 발명의 실시예에 따른 굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기(튜브 미도시)의 단면도를 도시한 것이다.

[0051] 쉘(210)은 원통형으로 내부에 중공부가 형성되고, 일단의 쉘 유입부(211)에서 유입된 제1 유체가 배플(230)의 배치에 따라 중공부를 지그재그로 유동하여 타단의 쉘 배출부(212)로 배출되도록 형성된다.

[0052] 또한 튜브(220)는 복수개의 튜브번들로 구성되며, 내부에 제2유체(80)가 유동하고 쉘(210)의 일단의 튜브 유입단(221) 에서 타단의 튜브 토출단(222)을 향하도록 배치된다.

[0053] 그리고 본 발명의 실시예에 따른 배플(230) 각각의 끝단부는 특정각도 절곡된 경사부(231)를 갖도록 구성된다.

[0054] 이하의 수치해석 실험에서 자세히 설명되는 바와 같이, 배플(230) 끝단부의 경사부(231)에 의해 쉘 내부 차압이 감소되는 것을 특징으로한다.

[0055] 본 발명의 실시예에 따른 배플(230)은, 평면방향이 쉘(210)의 길이방향에 수직되는 수직부와, 이러한 수직부에서 절곡단을 기준으로 특정각도 경사진 경사부(231)를 갖도록 구성된다.

[0056] 그리고 절곡단은 쉘(210)의 중심선을 가르는 가상 수평선에 위치된다. 따라서 경사부(231)는 이러한 절곡단을 기준으로 특정각도 절곡되어 형성된다.

[0057] 본 발명의 실시예에 따른 경사부(231)의 특정각도는 제1유체(70)의 전체적인 유동방향에 반대방향(BD)일 수 있다. 그리고 이어한 특정각도는 25 ~ 35도일 수 있다. 또한 배플 끝단부의 경사부(231)에 의해 열관류율이 증가되게 된다.

[0058] 또한 특정각도는 제1유체(70)의 전체적인 유동방향에 나란한 방향이고, 이때 특정각도는 12 ~ 18도일 수 있다.

[0059] 그리고 후에 설명되는 바와 같이, 본 발명의 실시예에 따른 배플 끝단부의 경사부(231)에 의해 TEF(Thermal enhancement factor)가 증가되고, 이러한 TEF는 열전달 성능과 압력강하를 고려한 성능이다.

[0061] 이하에서는 본 발명의 실험예와, 수치해석 결과에 대해 설명하도록 한다.

[0062] 도 3은 (a) 각도 0° 인 배플, (b) 제1유체 유동방향과 나란한 방향(FD)의 각도 15° 인 배플, (c) FD 각도 30° 인 배플, (d) 제1유체 유동방향과 반대방향(BD)의 각도 15° 인 배플, (e) BD 각도 30° 인 배플을 갖는 경우의 유체열교환기의 단면도를 도시한 것이다.

[0063] 도 2는 배플의 각도를 변경시킨 열교환기의 개략도를 나타낸 것이다. L_s는 쉘(210)의 길이를 나타냈으며 590 mm, D_s는 쉘(210)의 직경으로 410 mm, D_b는 배플(230) 사이의 간격이며, 68 mm이다. 튜브(220) 내경은 107 mm, 튜브(220) 중심과 중심 사이의 거리는 38 mm, 튜브(220) 길이는 550 mm로 설정하였으며, 튜브(220)의 개수는 60개로 설정하였다. 또한 배플(230)의 Cut ratio는 31 %, 배플(230)의 두께는 4 mm, 배플(230)의 개수는 6 개로 설정하였다. 열교환기(200)의 설계 변수는 표 1에 나타내었다.

[0064] [표 1]

Parameter	Value
Shell inner diameter (D_s) [mm]	410
Shell length (L_s) [mm]	590
Tube inner diameter [mm]	10.7
Tube pitch [mm]	38
Tube length [mm]	550
Tube number	60
Baffle cut ratio [%]	31
Baffle thickness [mm]	4
Baffle number	6
Distance between the baffles (D_b) [mm]	68

[0065]

[0066] 열교환기의 배플(230)에 대한 각도 변수 α는 쉘(210)의 중심부를 기점으로 배플(230)이 굴곡(절곡)하였을 때 직선 배플(수직부, 230)과의 각도이다. 배플(230)의 각도 변수는 0 ° , 15 ° , 30 ° 로 설정하였고, 배플(230)의 각도 방향은 유동과 나란한 방향(Forward direction, FD), 유동과 반대인 방향(Backward direction, BD)로 설정하였다.

[0067] 본 발명의 실험예에서는 수치해석을 위해 ANSYS FLUENT 21 버전을 사용하였다. 도 4는 해석상의 수치해석 모델을 표현한 것이다. 고온인 제2유체가 튜브 입구로 유입되며, 저온인 제1유체는 쉘로 유입된다. 제2유체의 온도는 308.15 K인 해수이고, 질량 유량은 0.85 kg/s로 유입된다. 해당 온도에서 해수 물성치의 경우, 밀도는 999.9 kg/m^3, 점도는 0.0013974 kg/m · s, 비열은 4202 J/kg · K, 열전도도는 0.57 W/m · K이다. 저온인 제1유체의 온도는 279.65 K인 청수이고, 질량 유량은 0.83 kg/s로 유입된다.

[0068] 해당 온도에서 청수 물성치의 경우, 밀도는 1019.98 kg/m^3, 점도는 0.0007779 kg/m · s, 비열은 4005 J/kg · K, 열전도도는 0.622W/m · K이다. 각 유체의 물성치는 표 2에 나타내었다.

[0069] [표 2]

Property	Shell side	Tube side
Fluid type	Water	Sea water
Temperature [K]	279.65	308.15
Density [kg/m^3]	999.9	1019.98
Viscosity [kg/m·s]	0.0013974	0.0007779
Specific heat [J/kg·K]	4202	4005
Thermal conductivity [W/m·k]	0.57	0.622

[0070]

[0071] 해석상의 경계 조건은 정상 상태의 흐름과 3차원 단열 벽 구조, 비압축성 유동, 난류 및 점성으로 조건을 적용하였다. 난류 모델의 경우, Realizable k-ε 모델을 사용하였고, 난류강도는 0.1 %로 설정하였다. 이러한 난류 모델은 압력 구배 및 유동의 회전 각도가 크고 재순환 흐름이 존재하는 해석 모델에서 높은 정확도를 가진다.

[0072] 열교환기의 경우, 쉘(210) 내부에 설치되어 있는 배플(230)로 인해 쉘 입출구의 압력차가 크며, 유동 패턴 또한 높은 회전 각도를 가진다. 또한 쉘 및 배플의벽면 근처에 재순환 구역이 존재하므로 난류 모델로써 Realizable k-ε 모델의 적용은 타당하다. 해석 기법으로는 압력기반 솔버 및 SIMPLE 알고리즘을 채택하여 해석을 수행하였다. 해석상의 경계 조건은 표 3에 나타내었다.

[0073] [표 3]

Boundary condition	Shell side	Tube side
Temperature [K]	279.65	308.15
Mass flow rate	0.83	0.85
Turbulence model	Realizable k-ε turbulence model	
Tubulence intensity	0.1 %	
External condition	Adiabatic condition	

[0074]

[0075] 본 발명의 실험예에서는 열교환기의 열적인 특성을 평가하기 위해 LMTD(Logarithmic mean temperature difference) 법을 통하여 열관류율(Overall heat transfer coefficient, U)을 도출하였다. 열관류율은 단위 표면적을 통해 단위 시간에 고체 벽의 양쪽유체가 단위 온도 차일 때, 한쪽 유체에서 다른쪽 유체로 전해지는 열량이다. 열관류율이 높을수록 열전달 성능이 우수하다. 열관류율에 관련된 공식은 수학식 1과 같이 나타낼 수 있다.

[0076] [수학식 1]

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{LMTD}}$$

[0077]

[0078] U는 열관류율, $\dot{Q}$ 는 열전달률, A_s는 열전달 면적, $\triangle T_{LMTD}$는 대수 평균 온도 차이다. $\triangle T_{LMTD}$는 열교환기 내부의 전열면 전체에 걸친 두 유체간의 온도 차이를 계산한 값이며, 수학식 2와 같이 나타낼 수 있다.

[0079] [수학식 2]

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

[0080]

[0081] ΔT1은 고온 유체의 입구 온도와 저온 유체의 출구 온도차이, ΔT2는 고온 유체의 출구 온도와 저온 유체의 입구 온도 차이를 나타낸다.

[0082] 도 5는수치해석 수행을 위한 격자 구성을 나타낸 것이다. 도 6은 본 발명의 실험예에 따른 격자수에 따른 열관류율 그래프를 도시한 것이다. 도 5(a)는 전체적인 격자 구조를 나타내었다. 격자는 Poly-hexacore 로 구성하였

다. 도 5(b)는 쉘과 튜브의 단면을 나타낸다. 도 5(c)는 배플과 튜브 사이에서의 격자 구성을 나타내었다.

[0083] 배플 벽면에서의 유동 발달을 정밀하게 예측하기 위해 $y^+ = 5$ 로 설정하여 벽면에서의 격자를 조밀하게 구성하였다. 또한, 격자개수 및 해석상의 신뢰성을 확보하기 위해 격자 의존성 검사를 수행하였으며, 도 6에 그 결과를 나타내었다. 격자 수가 2200만개와 5500만개의 일 때, 열관류율 편차는 0.2 %로 차이가 거의 없으므로 이후 격자 개수는 2200만개로 설정하여 해석을 수행하였다.

[0084] 본 발명의 실험예에서는 열교환기에 경사부(231)가 존재하는 배플(230)의 영향을 확인하기 위해 수치해석적으로 분석하여 다음과 같은 결과를 도출하였다.

[0085] 도 7은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘 내부 중심 단면적에 대한 유동분포도를 도시한 것이다. 도 7에 도시된 바와 같이, 배플 각도가 0 ° 의 경우, 주 유동은 배플의 끝단부를 넘어갈 때 방향이 급격하게 변경되어 모멘트가 크게증가한다. 이로 인해 쉘(210) 내부의 압력 강하가 증가한다.

[0086] 배플(230)의 형상이 FD 15 ° 에서는 주 유동이 배플(230)을 넘어갈 때, 굴곡이 있는 부분을 따라 부드럽게 이동하며, 0 ° 에 비해 주 유동장의 범위가 감소한다. FD 30 ° 의 경우, 주 유동은 굴곡면을 따라 이동하지 못한다. 그 이유는 배플의 간격이 좁아짐으로 인해 주 유동의 속도가 상승함에 따라 관성이 증가하기 때문이다. 하지만 0 ° 와 비교해서 주 유동의 방향이 급격하게 변경되지 않는다.

[0087] BD 15 ° 는 주 유동이 배플(230)의 굴곡면을 따라 흐른다. 또한, 쉘(210) 내부를 전체적으로 유동하며 이에 따라 유동장의 범위가 증가한다. BD 30 ° 는 주 유동이 BD 15 ° 와 유사하게 흐르나, 배플 끝단부에서 증가된 속도로 인해 유동장의 범위가 축소된다. 배플(230)에 각도가 적용된 형상은 유동이 배플(230)의 경사부(231)를 따라 흐르거나 회전이 급격하게 이루어지지 않는다. 이는 모멘트의 감소로 이어지며 쉘(210) 내부의 압력이 감소한다.

[0088] 도 8은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘 내부 중심단면적에 대한 와류 분포도를 도시한 것이다. 도 8에 도시된 바와 같이, 열교환기의 열전달에 있어 와류의 강도가 강할수록 유속이 상승하고 열전달 속도를 증가시켜 열전달률을 향상시킨다. 하지만 낮은 강도의 와류는 벽 근처의 전단 응력을 감소시켜 열전달 효율을 저하시키며, 범위가 넓을 경우에는 Dead zone을 형성한다.

[0089] 모든 형상에 대해서 배플 끝단 부의 와류가 강하게 나타난다. 즉, 주 유동이 배플을 넘어 감에 따라 온도의 상승폭이 증가한다. 배플 각도가 0 ° 에서는 약한 강도의 와류가 주로 분포하며, 배플 끝단부에서 강도가 강해진다. FD 15 ° 는 배플 벽근처를 제외하고 쉘 내부에 전반적으로 강도가 낮은 와류가 넓게 분포한다. FD 30 ° 의 경우, 배플 근처에서의 와류 강도가 강해지고 FD 15 ° 와 비교해서 와류 범위가 축소한다. BD 15 ° 에서는 배플 벽 근처보다 배플의 끝단부에서 와류가 강하고, 배플 벽면 근처에서 낮은 강도의 와류가 넓게 분포한다. BD 30 ° 는 BD 15 ° 와 유사하게 와류가 분포하지만, 강도와 범위가 모두 증가한다

[0090] 도 9는 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘의 온도분포를 도시한 것이다. 그리고 도 10은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘 배출부측 제1유체온도와, 튜브 토출단측 제2유체온도 그래프를 도시한 것이고, 도 11은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 열관류율(Overall heat transfer coefficient) 그래프를 도시한 것이다.

[0091] 도 11에 도시된 바와 같이, FD 15 ° 를 제외한 배플에 각도가 적용된 형상은 0 ° 에 비해 열관류율이 높게 나타난다. FD 15 ° 의 열관류율이 낮은 이유는 배플 끝단부에서의 강한 와류 영향보다 넓게 분포하는 약한 와류로 인해 발생하는 Dead zone의 영향이 크기 때문이다.

[0092] 유동 각도 15 ° 및 30 ° 에 따른 열관류율을 비교해봤을 때, 30 ° 에서의 열관류율이 높게 나타났다. 이는 굴곡면의 각도가 증가하면 배플을 통과하는 유동의 유속이 증가하고 와류가 강해져 열전달 효율이 증가하기 때문이다. 배플 방향에 따라서는 BD의 열관류율이 높게 나타났다. 이는 BD의 와류가 배플 근처 뿐만아니라 쉘 벽면 근처에서도 강하게 발생하여 쉘전반적으로 열 효율이 높게 나타나지만, FD의 와류는 배플근처에서만 강하게 발생하여 쉘 벽면 근처에서는 열전달 효율이 저하하기 때문이다. 따라서 BD 30 ° 의 열관류율이 가장 높게 분석되었다.

[0093] 도 12는 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 쉘의 압력강하 그래프를 도시한 것이다. 배플에 각도가 적용된 형상의 경우, 주 유동이 배플의 굴곡면을 따라 흐르면서 회전 모멘트가 감소한다. 이로 인해 각도가 0 ° 인 형상과 비교하였을 때, 쉘 내부의 압력강하가 낮게 나타난다. 쉘의 압력 강하는 주로 주 유동이 배플을 넘어가면서 증가하지만, 이외에도 배플이 쉘에 고정되어 있는 하단부와 주 유동의 접촉면적이 넓어질때도 증가한다.

[0094] 이는 주 유동이 배플 하단부에서 급격하게 방향을 변경하며, 접촉면적이 증가함에 따라 회전 모멘트 또한 증가하기 때문이다. 배플에 각도가 적용된 형상은 0 ° 와 비교하여 평균 11.3%의 압력 강하가 감소하였으며, BD 30 ° 의 경우, 14.1 %의압력 강하가 감소하였다.

[0095] 도 13은 본 발명의 실험예에서 배플 각도에 따른 TEF 그래프를 도시한 것이다. 열교환기의 열전달 성능과 압력 강하를 고려한 전체적인성능은 Thermal enhancement factor(TEF)로 나타낼 수 있다.

[0096] TEF를 계산하는 수학식 3과 같다.

[0097] [수학식 3]

[0098] $$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$$

[0099] N_u는 경사부가 적용된 배플의 Nusselt number, N_{u0}는 경사부가 없는 배플의 Nusselt number이고, f는 경사부가 적용된 배플의 저항 계수이며, f_0는 경사부가 없는 배플의 저항 계수이다.

[0100] 그리고 Nusselt number는 하기 수학식 4로 연산되고, 상기 저항계수는 하기 수학식 5로 연산된다.

[0101] [수학식 4]

[0102] $$Nu = \frac{hl_c}{\lambda}$$

[0103] [수학식 5]

[0104] $$f = \frac{2\Delta pd}{\rho u_m^2 l}$$

[0105] h는 대류 열전달 계수, l_c는 특성 길이, λ는 전도 열전달계수이고, △p는 쉘 내부의 압력 강하, d는 쉘 내부 직경, ρ는 쉘 내부 유체의 밀도, u_m은 유체의 평균 속도, l은 쉘의 길이이다.

[0106] 도 13에 도시된 바와 같이, 배플에 따른 전체적인 열교환기 성능은 0 ° , BD 15 ° , FD 30 ° , FD 15 ° , BD 30 ° 순으로 높아진다. TEF는 쉘 내부 압력 강하 그래프랑 반비례하는 경향성을 나타내며, 압력 강하가 감소할수록 TEF는 증가한다.

[0107] 즉, 배플에 각도가 적용된 열교환기의 전체적인 성능을 분석하였을 때, 열전달 효율에 비해 쉘 내부 압력 강하 크기에 영향을 많이 받는다. 따라서,쉘의 압력 강하 크기가 가장 낮은 BD 30 ° 형상의 열교환기 효율이 가장 우수하다.

[0109] 또한, 상기와 같이 설명된 장치 및 방법은 상기 설명된 실시예들의 구성과 방법이 한정되게 적용될 수 있는 것이 아니라, 상기 실시예들은 다양한 변형이 이루어질 수 있도록 각 실시예들의 전부 또는 일부가 선택적으로 조합되어 구성될 수도 있다.

부호의 설명

[0110] 70:제1유체

80:제2유체

200:굴곡형 배플구조를 갖는 유체열교환기

210:쉘

211:쉘 유입부

212:쉘 배출부

220:튜브

221:튜브 유입단

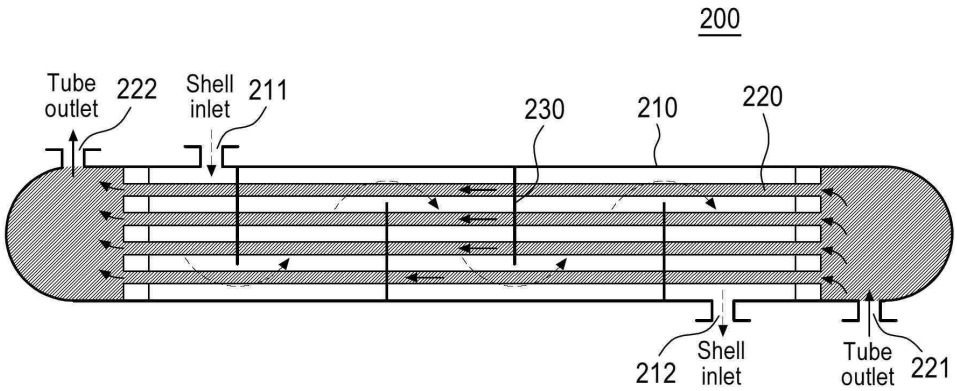
222:튜브 토출단

230:배플

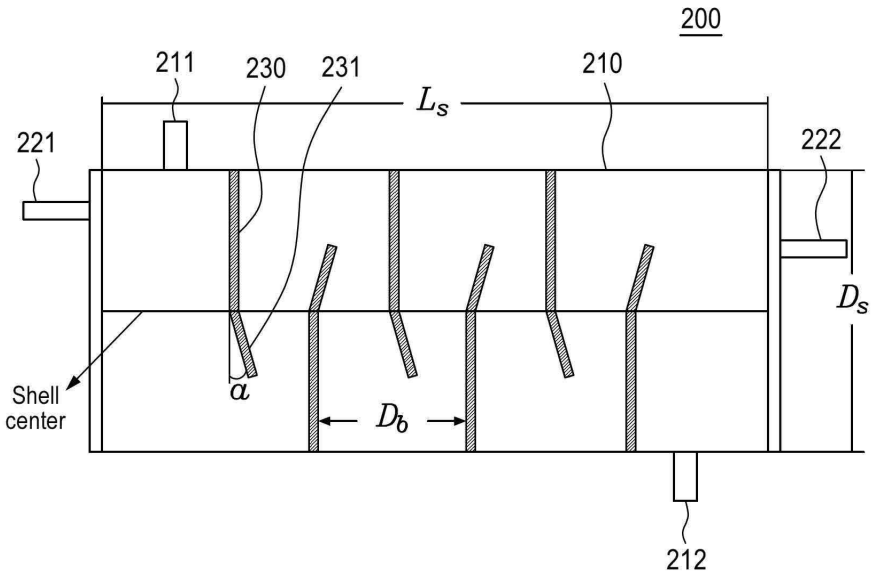
231:경사부

도면

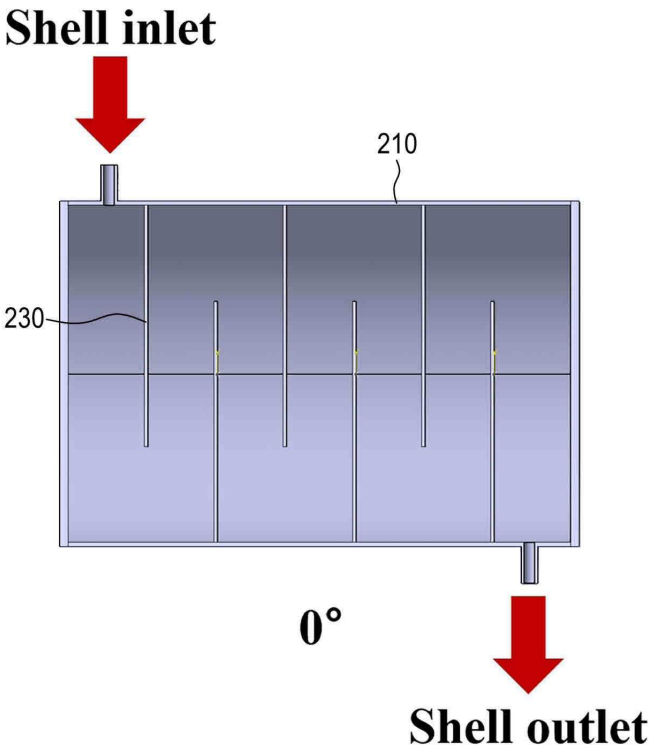
도면1



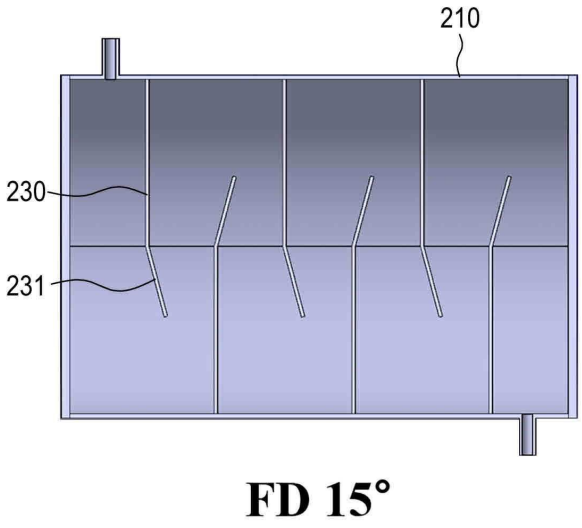
도면2



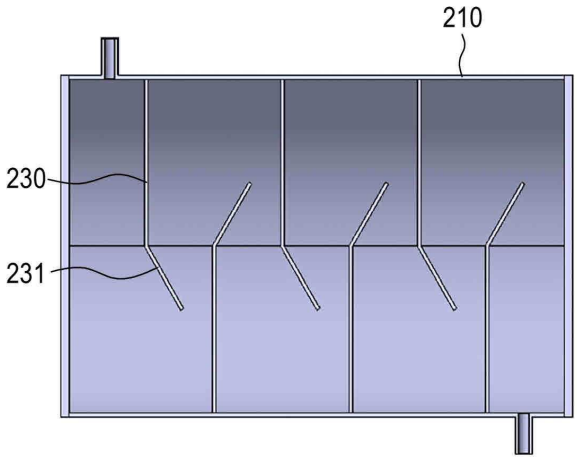
도면3a



도면3b

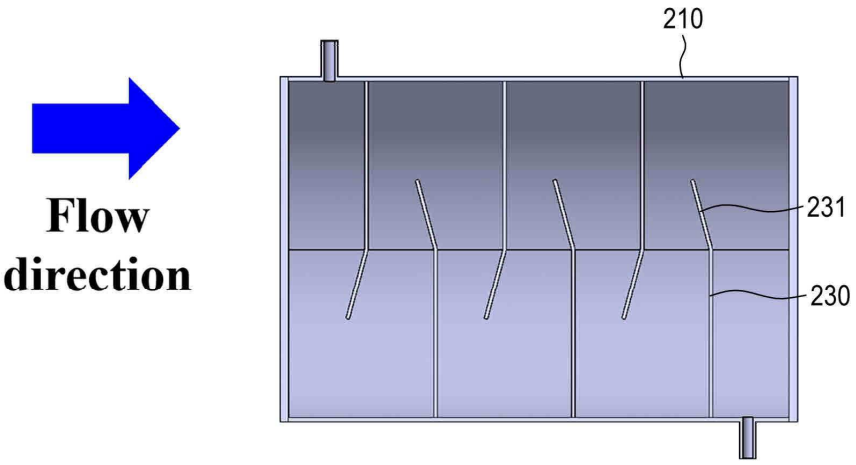


도면3c



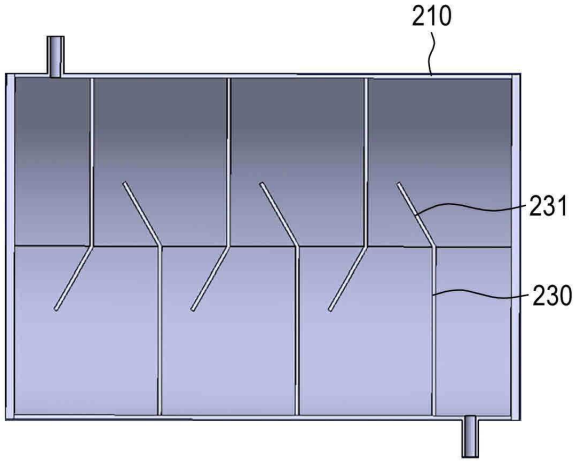
FD 30°

도면3d



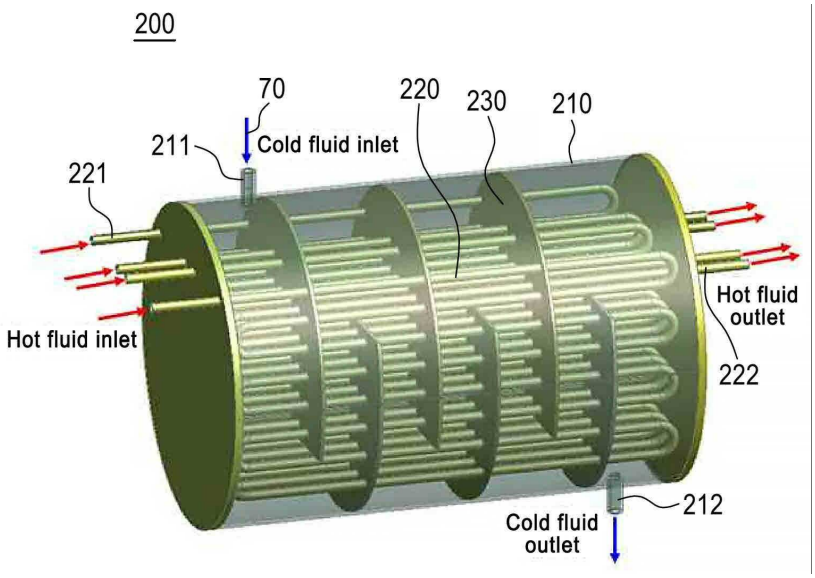
BD 15°

도면3e

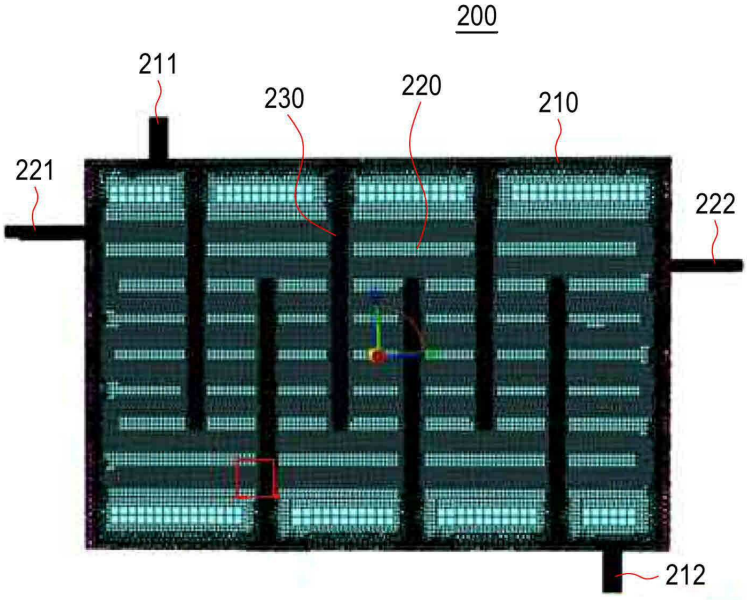


BD 30°

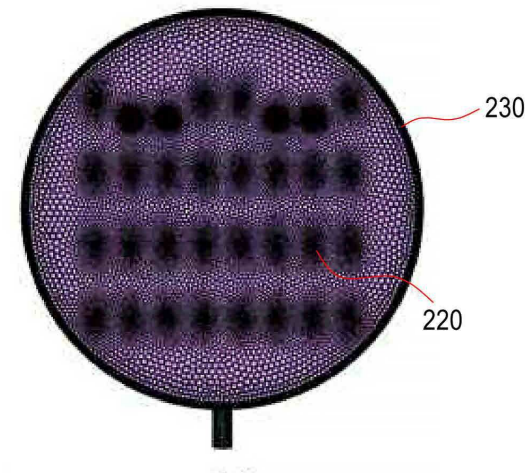
도면4


200
70
220
230
210
211
Cold fluid inlet
221
Hot fluid outlet
Hot fluid inlet
222
212
Cold fluid outlet

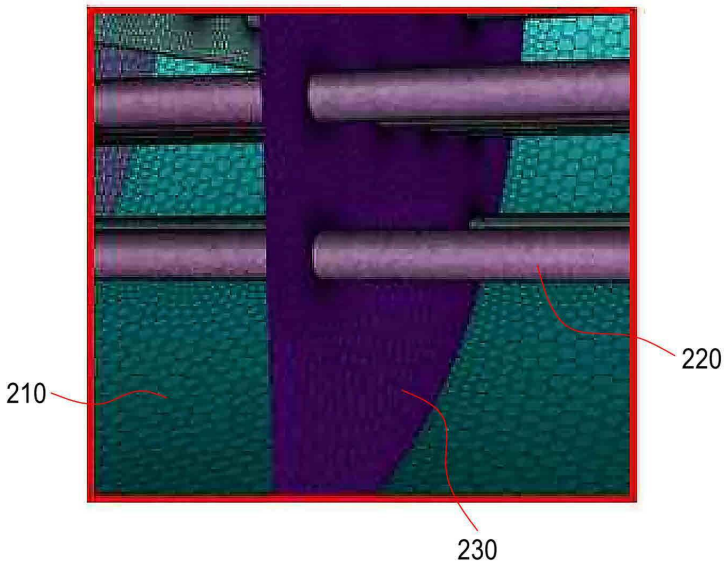
도면5a


200
211
230
220
210
221
222
212

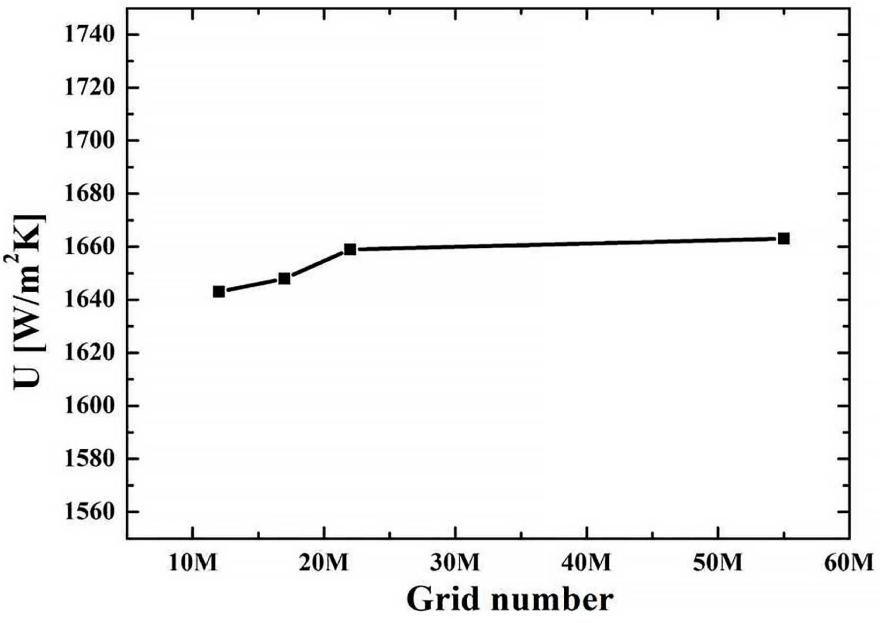
도면5b



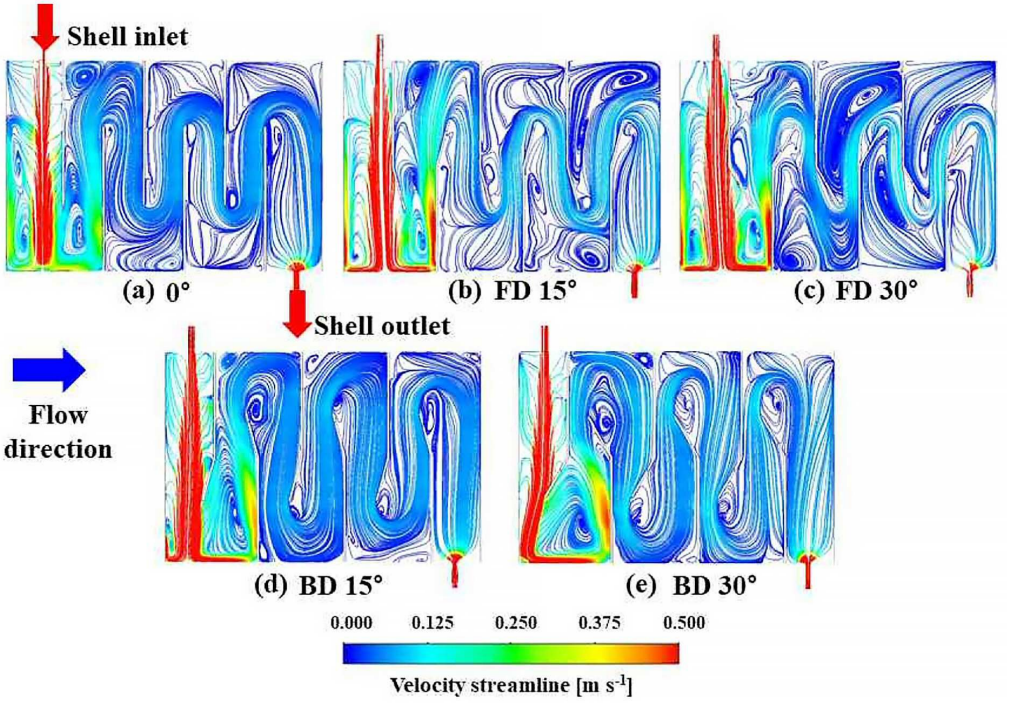
도면5c



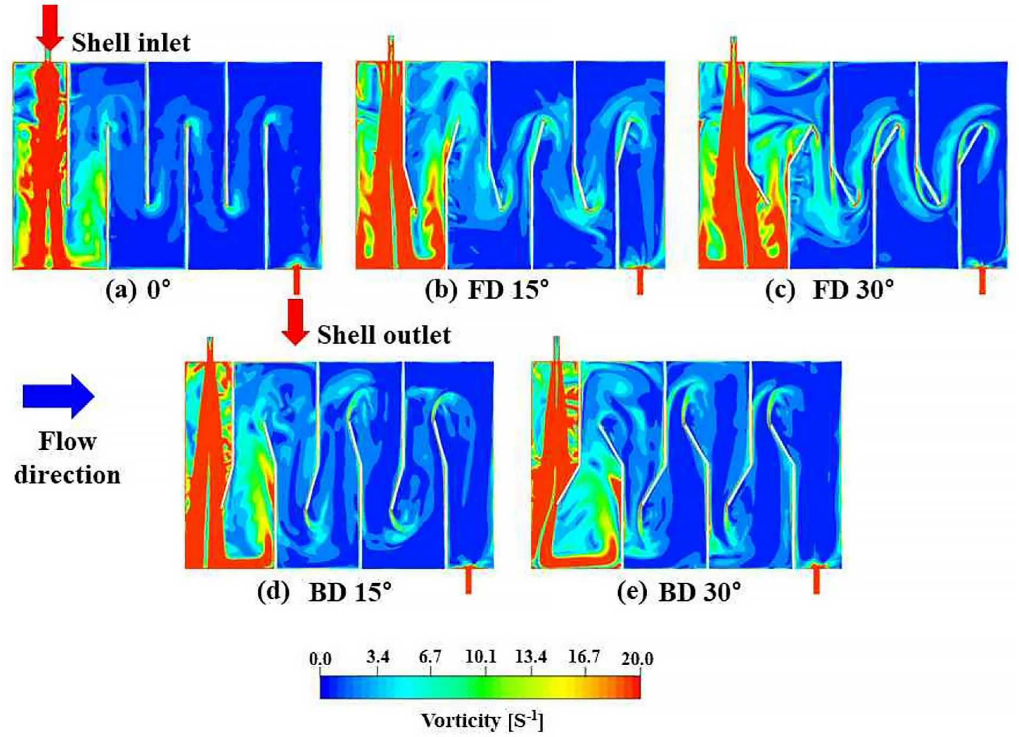
도면6


1740
1720
1700
1680
1660
1640
1620
1600
1580
1560
U [W/m²K]
10M
20M
30M
40M
50M
60M
Grid number

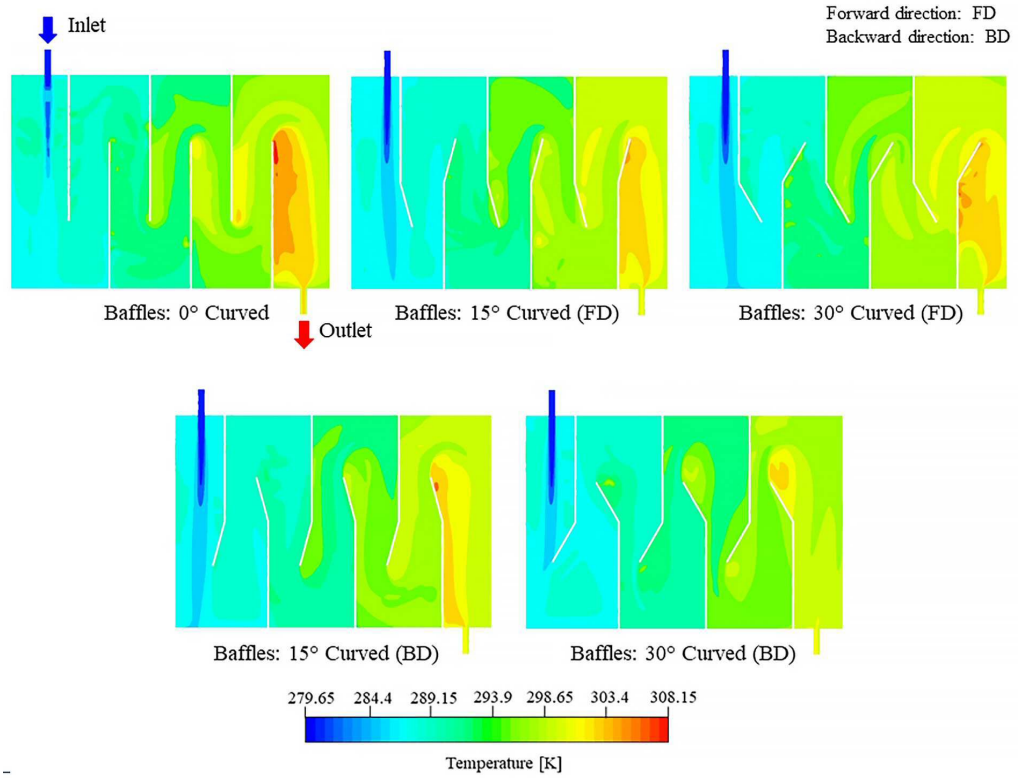
도면7


Shell inlet
(a) 0°
(b) FD 15°
(c) FD 30°
Shell outlet
Flow direction
(d) BD 15°
(e) BD 30°
0.000
0.125
0.250
0.375
0.500
Velocity streamline [m s⁻¹]

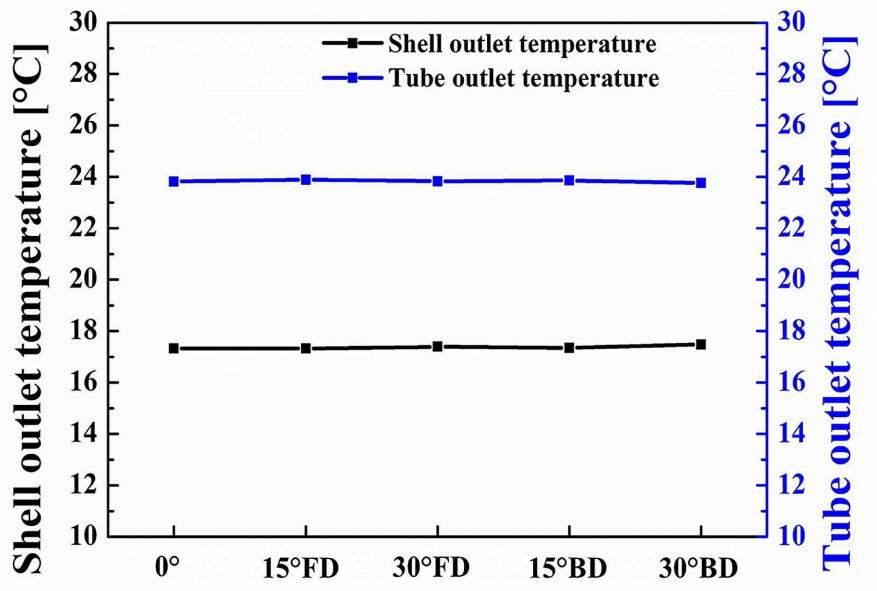
도면8


Shell inlet
(a) 0°
(b) FD 15°
(c) FD 30°
Shell outlet
Flow direction
(d) BD 15°
(e) BD 30°
0.0 3.4 6.7 10.1 13.4 16.7 20.0
Vorticity [S-1]

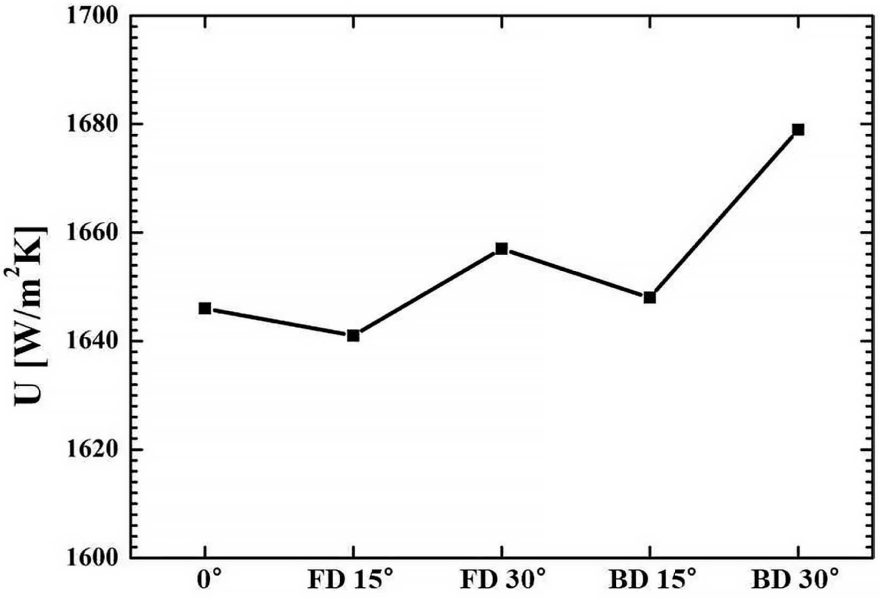
도면9


Inlet
Forward direction: FD
Backward direction: BD
Baffles: 0° Curved
Outlet
Baffles: 15° Curved (FD)
Baffles: 30° Curved (FD)
Baffles: 15° Curved (BD)
Baffles: 30° Curved (BD)
279.65 284.4 289.15 293.9 298.65 303.4 308.15
Temperature [K]

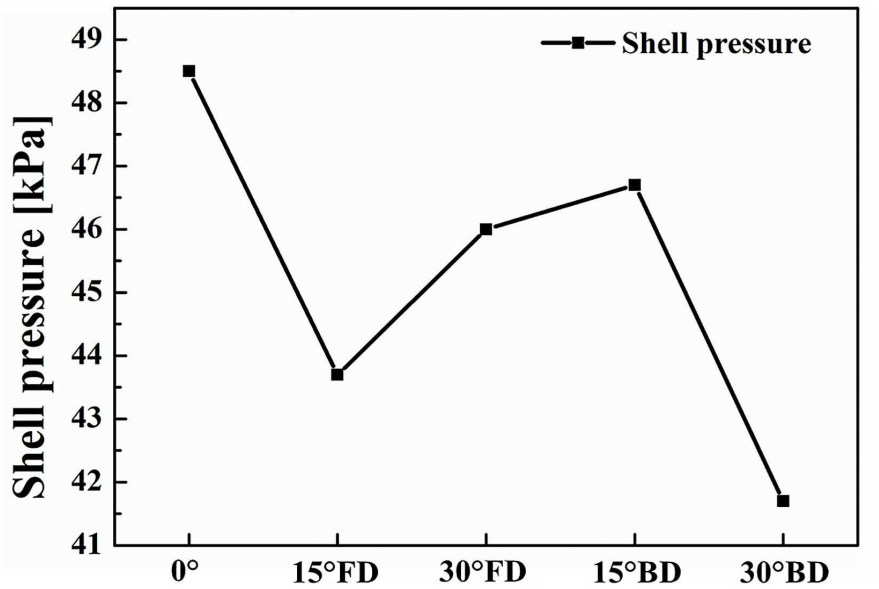
도면10


Shell outlet temperature
Tube outlet temperature
Shell outlet temperature [°C]
Tube outlet temperature [°C]
30
28
26
24
22
20
18
16
14
12
10
0°
15°FD
30°FD
15°BD
30°BD

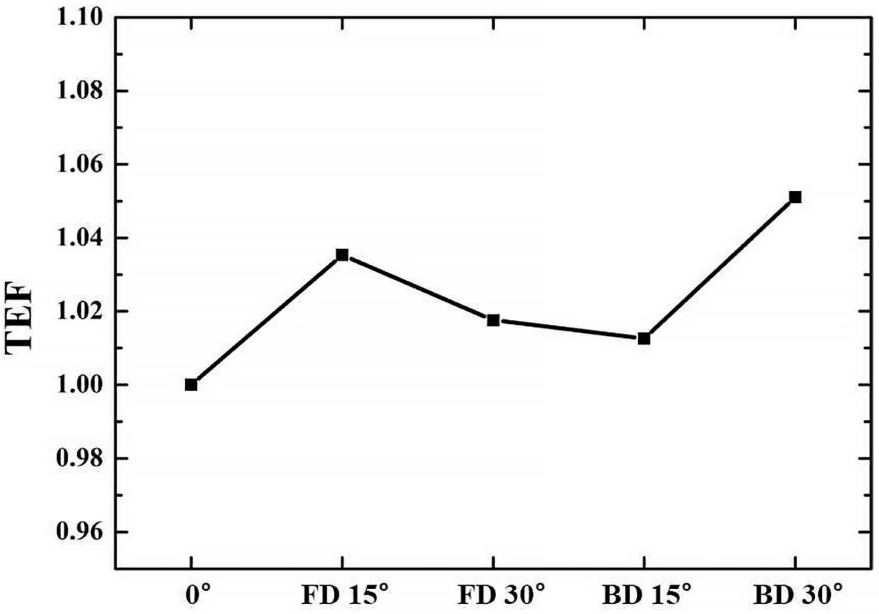
도면11


U [W/m²K]
1700
1680
1660
1640
1620
1600
0°
FD 15°
FD 30°
BD 15°
BD 30°

도면12


Shell pressure
Shell pressure [kPa]
49
48
47
46
45
44
43
42
41
0°
15°FD
30°FD
15°BD
30°BD

도면13


TEF
1.10
1.08
1.06
1.04
1.02
1.00
0.98
0.96
0°
FD 15°
FD 30°
BD 15°
BD 30°