



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

2023년 2월

석사학위 논문

판형열교환기 쉘브론 각도에 따른
흡수식 용액열교환기의 열교환 성능
분석

조선대학교 대학원

기계공학과

김 의

판형열교환기 쉘브론 각도에 따른 흡수식 용액열교환기의 열교환 성능 분석

Analysis of heat transfer performance according to
the chevron angle of plate heat exchanger in
solution heat exchanger

2023년 02월 24일

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 의

판형열교환기 쉘브론 각도에 따른 흡수식 용액열교환기의 열교환 성능 분석

지도교수 : 조 홍 현

이 논문을 공학석사 학위 신청 논문으로 제출함

2022년 10월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 의

김의의 석사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 박정수 (인)

위원 조선대학교 교수 박설현 (인)

위원 조선대학교 교수 조홍현 (인)

2022년 12월

조선대학교 대학원

Contents

Contents	i
Nomenclatures	iv
List of Figures	vi
List of Tables	vii
Abstract	viii
제 1 장 서 론	1
제1절 연구 배경	1
제2절 기존 연구	4
제3절 연구 목적	9
제 2 장 이론적 배경	11
제1절 흡수식 시스템 개요	11
제 3 장 실험장치 및 분석방법	16
제1절 실험 장치	16
제2절 실험방법 및 분석방법	21
제3절 에너지 평형(energy balance)	25

제 4 장 용액열교환기 열교환 특성 및 고찰 ... 27

제1절 60° 용액열교환기 열교환 특성 고찰	27
1. 열전달 성능 고찰	27
2. 총괄열전달계수 고찰	29
3. 압력강하 고찰	31
4. Nu 수 고찰 및 개발	33
제2절 30° 용액열교환기 열교환 특성 고찰	37
1. 열전달 성능 고찰	37
2. 총괄열전달계수 고찰	39
3. 압력강하 고찰	41
4. Nu 수 고찰 및 개발	43
제3절 30°와 60° 쉘브론 각도에 따른 용액열교환기 열교환 특성 비교	45
1. 쉘브론 각도에 따른 용액열교환기 열교환 특성 비교	45
2. 쉘브론 각도에 따른 압력강하 및 마찰계수 비교	51
3. 쉘브론 각도를 고려한 통합 Nu 수 상관식 개발	54
4. 쉘브론 각도에 따른 SHEX의 JF factor 비교	57
5. 쉘브론 각도에 따른 SHEX의 NTU-유효도 비교	59
6. 30°와 60° SHEX의 성능지수에 대한 비교	62

제 5 장 용액열교환기 성능 예측 프로그램 개발

64

제1절 프로그램 알고리즘 64

제 6 장 결론 67

References 71

Nomenclatures

A	: Single heat transfer Area (m^2)
C	: Heat capacity
c_p	: Specific heat ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
D_h	: Hydro diameter (m)
dP	: Differential pressure (kPa)
f	: Friction factor
h	: Convective heat transfer coefficient ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$)
j	: Colburn j-factor
k	: Thermal conductivity ($kW/m \cdot ^\circ C$)
L_H	: Plate length (m)
L_W	: Plate width
\dot{m}	: Mass flow rate (kg/h)
N	: Number of plates
NTU	: Number of heat transfer unit
Nu	: Nusselt number
U	: Overall heat transfer coefficient ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$)
P	: Pressure (kPa)
P_{pump}	: Pump power (kW)
PHEX	: Plate heat exchanger
Pr	: Prandtl number
Q	: Heat transfer rate (kW)
Re	: Reynolds number
SHEX	: Solution heat exchanger
T	: Temperature ($^\circ C$)
t_w	: Thickness (m)
V	: Velocity (m/s)

Greeks

θ	: Chevron angle (°)
ϵ	: Effectiveness
λ	: Corrugation pitch (m)
μ	: Viscosity (kg/m · s)
ρ	: Density (kg/m ³)
Δ	: Difference

Subscripts

avg	: Average
ch	: Channel
cross	: Cross section
i	: Inlet
LMTD	: Log mean temperature difference
max	: Maximum
min	: Minimum
o	: Outlet
s	: Strong solution
t	: Total
w	: Weak solution

List of Figures

Fig. 2.1 Absorption process	13
Fig. 2.2 Generation process	13
Fig. 3.1 The schematic diagram of experimental apparatus	17
Fig. 3.2 Picture of experimental apparatus	18
Fig. 3.3 The schematic diagram of test PHEX	19
Fig. 3.4 Design drawing of the test PHEX	20
Fig. 3.5 Energy balance of SHEX with chevron angle of 30° and 60°	26
Fig. 4.1 Variation of heat transfer rate according to mass flow rate of the strong solution	28
Fig. 4.2 Variation of overall heat transfer coefficient according to mass flow rate of the strong solution	30
Fig. 4.3 Variation of differential pressure according to mass flow rate of the strong solution	32
Fig. 4.4 Variation of nusselt number according to Reynolds number of the strong solution	35
Fig. 4.5 The schematic diagram of PHEX by other researchers	36
Fig. 4.6 Variation of heat transfer rate according to mass flow rate of the strong solution	38
Fig. 4.7 Variation of overall heat transfer coefficient according to mass flow rate of the strong solution	40
Fig. 4.8 Variation of differential pressure according to mass flow rate of the strong solution	42
Fig. 4.9 Comparison of Nu correlation with previous studies	44
Fig. 4.10 Comparison of heat transfer rate according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX	46
Fig. 4.11 Improvement ratio of the heat transfer rate as a function of Cases	47
Fig. 4.12 Comparison of overall heat transfer coefficient according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX	49
Fig. 4.13 Comparison of j factor according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX	50
Fig. 4.14 Comparison of differential pressure according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX	52

Fig. 4.15 Comparison of f factor according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX 53
 Fig. 4.16 Comparison of experimental and calculated nusselt number according to Reynolds number 55
 Fig. 4.17 Predicted nusselt number correlation 56
 Fig. 4.18 Comparison of JF factor according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX 58
 Fig. 4.19 Comparison of effectiveness according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX 60
 Fig. 4.20 Variation of effectiveness according to NTU 61
 Fig. 4.21 Comparison of performance index according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX 63
 Fig. 5.1 Block diagram of PHEX performance and size prediction program ... 66
 Fig. 5.2 Result screen of PHEX performance and size prediction program 66

List of Tables

Table 3.1 Geometrical parameters of test PHEX 19
 Table 3.2 Experimental conditions 21
 Table 3.3 Maximum uncertainties of measuring data 24
 Table 4.1 Previous correlations about Nusselt number 35
 Table 4.2 Previous correlations about Nusselt number in Fig. 4.9 44

Abstract

Analysis of heat transfer performance according to the chevron angle of plate heat exchanger in solution heat exchanger

Eui Kim

Advisor : Prof. Cho, Hong-hyun

Department of Mechanical
Engineering,

Chosun University

Due to various industrial activities and the continuous growth of the world economy, the emission of greenhouse gases that accelerate global warming is steadily increasing. To suppress global warming, the efficiency of industrial systems must be improved. The absorption cycle is used in various ways as building energy. Unlike a gas compression cycle, an absorption cycle does not have a compressor and is driven by an absorber and a regenerator instead of a compressor. In the absorption cycle, the solution heat exchanger (SHEX) is a key device that reduces the regenerator's energy consumption by recovering heat in the absorption cycle. Shell-and-tube heat exchanger, which has been used as a solution heat

exchanger in the absorption cycle, has a disadvantage in that it has large and has low heat exchange performance. Therefore, some studies have been conducted to apply SHEX to the plate heat exchanger (PHEX). However, when PHEX is used as SHEX, the heat transfer characteristics are different for each existing literature due to the geometrical characteristics of PHEX and the characteristics of H₂O-LiBr. This causes a serious problem in capacity design and system performance prediction when designing a multi-effect absorption cycle. In addition, existing studies have different results because the inlet conditions such as inlet temperature, H₂O-LiBr concentration, and mass flow rate for the SHEX experiment are different, and the heat exchangers used in the experiment have different geometrical characteristics.

In this study, to understand the heat transfer characteristics of SHEX and to help select the appropriate PHEX used as SHEX, an experimental study was conducted on the heat transfer and pressure drop characteristics when PHEX with chevron angles of 30° and 60° was used as SHEX. As a result, it was confirmed that the influence of the chevron angle was different depending on the operating conditions of SHEX, but a high chevron angle improved the heat transfer performance of SHEX. The overall heat transfer coefficient was 1.86–2.48 times greater in SHEX with a chevron angle of 60° than in SHEX with a chevron angle of 30°. The j factor of SHEX with a chevron angle of 60° showed a minimum of 72% and a maximum of 180% higher than that of SHEX with a chevron angle of 30°. As the chevron angle of SHEX increased from 30° to 60°, the f factor increased by 220%–378%. In addition, based on the results of this study, a Nu number correlation with an integrated Nu number correlation considering the chevron angle was developed, and a program for predicting

PHEX heat transfer performance and heat exchanger size was developed. Through this study, it is expected that it will be possible to accelerate the system conversion to replace SHEX with PHEX and contribute to improving the performance and reliability of the absorption system by the optimization of system components.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

다양한 산업활동과 세계경제의 지속적인 성장으로 인해 지구온난화를 가속화시키는 온실가스의 배출량이 꾸준히 증가하고 있다. 지구온난화를 억제하고 탈탄소화를 이루기 위해서는 산업 시스템의 에너지 효율개선과 신재생 에너지의 적용이 반드시 이루어져야 한다. 특히, 기존의 산업 시스템의 효율 향상을 위해서는 하위 시스템 및 구성기기의 성능을 향상시키는 것이 중요하다. 열에너지를 이용하는 많은 산업 시스템에서 에너지 활용 효율을 향상시키는 것은 특히 중요하다. 열에너지 활용 시스템에서 기본적으로 사용되는 열교환기는 2개 이상의 유체의 흐름 사이에서 열에너지를 전달하는 기기로 화학, 발전, 선박, 자동차, 식품 가공, HVAC 등 다양한 산업에서 에너지 변환, 절약, 효율 향상을 위해 사용되는 핵심기기이다 [1-5].

열교환기 중 원통다관식열교환기 (shell and tube heat exchanger, STHEX) 는 간단한 구조, 높은 사용온도, 저렴한 제조단가, 낮은 압력강하 등의 특징을 갖지만 큰 전열면적과 낮은 열전달계수를 가져 설치 시 넓은 공간을 요구하는 단점을 갖는다. 따라서 산업분야의 에너지 저감과 소형화에 대한 중요성을 충족시키기 위해 판형열교환기 (plate heat exchanger, PHEX)의 도입이 활발히 이루어지고 있다. PHEX는 난류를 유발하는 특수형상 (corrugation and dimple geometry, dimple, pillow geometry)을 갖는 판이 주기적으로 적층되어 형성된 작은 채널을 통해 열교환이 수행되는 기기로 STHEX 비해 동일 유량에서 높은 대류열전달계수와 작은 열전달 면적을 갖는 특징을 갖는다. 그러므로 기존 STHEX가 사용된 산업분야를 중심으로 PHEX기의 대체를 위한 노력이 활발히 이루어 지고 있다 [6-8].

Hajabdollahi et al. [6]은 공정에 맞게 최적화 설계된 가스켓 플레이트 (gasket plate heat exchanger, GPHEX)와 STHEX의 경제성 분석을 수행하였고, GPHEX의 투자비용은 STHEX에 비해 투자비용은 낮으며, 회수비용기간이 짧음을 보고하였다. 또한 Walraven et al. [9]의 연구에 따르면 GPHEX와 STHEX가 도입된 유기랭킨사이클 (organic ranking cycle, ORC)를 비교 시, PHEX가 도입된 ORC가 STHEX가 도입된 ORC에 비해 우수한 시스템 성능을 가짐을 보고하였다. 이와 같이 PHEX는 STHEX에 비해 높은 열교환 성능과 열교환기의 설치공간을 크게 저감할 수 있어 다양한 산업 분야에 적용되고 있으며, 건물의 냉난방에 활용되는 흡수식 열펌프 또한 이에 해당된다.

흡수식 사이클은 기계적 에너지로 구동되는 증기 압축식 사이클과 달리 연소열, 태양열, 공기열, 지열 등의 열원을 통해 흡수제/냉매의 농도차 에너지를 이용하여 냉난방을 수행하는 사이클이다. 흡수식 사이클은 압축식 사이클의 압축기 역할을 대체하기 위해 흡수제/냉매의 농도차를 이용하며, 이를 위해 흡수기와 재생기가 사용된다. 하지만 재생과정에서 냉매를 흡수제와 분리하기 위해 다량의 열에너지가 소비되기 때문에 열에너지 회수를 통해 구동 열에너지를 저감시킬수 있으며 이를 위해 SHEX가 사용된다. 일반적으로 흡수식 사이클에서 열을 회수하는 장치를 용액열교환기 (solution heat exchanger, SHEX)라고 한다. 흡수식 사이클의 효율 향상을 위해서는 흡수기와 재생기간의 농도차가 커져야하기 때문에 다중효용 사이클도 개발되고 있다. 다중효용 흡수식 사이클은 재생기와 흡수기의 흡수액/냉매의 농도차가 증가하며, 흡수식 열펌프 및 냉동 시스템의 COP와 엑서지가 개선된다. 하지만 다중효용 흡수식 사이클에서 열에너지 소비량이 큰 재생기의 수량이 증가하기 때문에, 열에너지 회수를 위해 용액열교환의 성능이 더욱 중요하다 [10,11]. 흡수식 시스템에서 흡수기와 재생기에서 흡수액/냉매의 물질전달이 활발히 이루어 지기 위해서는 낮은 유속이 요구되기 때문에, 시스템 구성기기 간 열전달 성능은 낮은 문제점을 갖는다. 그러므로 흡수식 열펌프의 효율개선을 위해서는 구성기기들의

열전달 성능 향상이 필요하며 PHEX는 낮은 레이놀즈수에서도 쉽게 난류가 유발되기 때문에 흡수식 시스템이 활용시 흡수식 시스템의 열전달 성능개선이 가능하기 때문에 PHEX의 적용이 필수적이며 흡수식 시스템의 크기를 소형화 시킬수 있다 [12,13].

제 2 절 기존 연구

Sun et al. [14]은 흡수식 열펌프(absorption heat pump), 흡수식 냉각기(absorption chiller), 흡수식 변압기(absorption transformer)를 포함한 흡수식 사이클에 사용된 작동유체를 검토하였고 Banu and Sudharsan [15]은 다양한 수성 냉매/흡수제와 다중 효율 흡수식 사이클에 대한 검토를 수행하였다. 또한, Papadopoulos et al. [16]는 흡수식 냉동기에 사용되는 유기 작동 유체 혼합물에 대한 광범위한 조사를 하였다. 현재 가장 널리 연구되고 구현된 혼합물은 H_2O -LiBr 및 NH_3 - H_2O 이며, 전자는 대규모 상업용 냉각 요구량을 충족하는데 적합하고 후자는 주로 주거 및 경공업 응용 분야에 사용된다 [17]. NH_3 - H_2O 에서 NH_3 는 독성이 있어 인체에 심각한 영향을 미치고 큰 가연성으로 인해 많은 응용 분야에서 사용을 제한하고 있다. 또한, H_2O 증기에서 NH_3 를 분리하기 위해 정류기가 추가로 필요하며, 이는 시스템 복잡성을 증가시킨다. H_2O -LiBr 시스템에서 H_2O 는 증발 잠열이 높은 냉매이고 LiBr은 비휘발성 흡수제이다. LiBr의 끓는점은 $1265^{\circ}C$ 인 반면 물의 정상적인 끓는점은 $100^{\circ}C$ 이다. 이 매우 높은 끓는점 차이로 인해 재생중에 둘을 매우 쉽게 분리할 수 있다. 또한 H_2O -LiBr 기반 흡수식 시스템은 NH_3 - H_2O 에 비해 안전하고 덜 복잡하며 H_2O -LiBr은 NH_3 - H_2O 에 비해 더 높은 효율을 나타낸다 [18]. Jian et al. [19]은 LiBr-LiI-LiNO₃-LiCl의 용해도가 LiBr 단독에 비해 더 높기 때문에 흡수기가 더 높은 염 농도에서 작동될 수 있음을 관찰하였다.

용해도의 증가는 LiI 및 LiNO₃의 존재에 기인하는 반면 LiCl의 존재는 증기압을 감소시키고 LiNO₃는 부식 억제제로 추가로 작용한다. 이러한 2성분 또는 4성분 혼합물로의 구성은 부식성을 감소시키고 시스템의 전체 성능을 향상시키는 결과를 제공한다. Krueger [20]는 삼산화비소(As_2O_3)와 에틸렌디아민테트라아세트산($C_{10}H_{16}N_2O_8$)의 사용이 흡수식 열펌프 시스템에 사용되는 철 금속의 부식을 억제한다고 주장한다. Verma et al. [21]은 LiBr에

리튬몰리브데이트(Li_2MoO_4)를 추가하면 연강(C1018)의 부식에 대한 상당한 보호가 제공됨을 관찰했다. 또한 최근 연구에서 Li et al. [22]은 3원 작동 쌍 $\text{LiBr}-[\text{BMIM}]\text{Cl}(2.5:1)/\text{H}_2\text{O}$ 가 453.15K에서 탄소강과 구리의 부식 속도를 50%이상 감소시키지만 시스템 성능은 $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ 보다 낮은 결과를 얻었다. Saravanan and Maiya [23]에 의해 16개의 염수 혼합물에 대한 열역학적 비교 분석은 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}$ 이 차단 온도와 순환 비율을 향상시키는 반면 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ 의 성능과 효율 비율을 향상시킨다는 결론이 얻어졌다. Iyoki and Uemura [24]는 흡수식 냉동기에서 작동 유체로서 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}-\text{ZnCl}_2-\text{CaBr}_2$ 의 적합성을 조사했다. 그들은 제안된 혼합물이 1단 효율, 1단 및 고온 이중 효율 흡수식 열펌프 및 2단 흡수식 열변환기에 적합하다는 것을 보고하였다. Lucas et al. [25]는 포름산칼륨(CHKO_2)을 첨가함으로써 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ 기반 흡수식 열펌프 시스템의 성능이 향상될 수 있음을 조사했다. 또한 Donate et al. [26]은 흡수제로 포름산칼륨(CHKO_2)과 포름산나트륨(CHNaO_2)을 사용하면 재생기 가열 요구 사항이 낮아진다고 결론지었다. 그리고 Lee et al. [27]은 $\text{H}_2\text{O}+\text{LiBr}+\text{LiNO}_3+\text{LiI}+\text{LiCl}$ (몰비 $\text{LiBr}:\text{LiNO}_3:\text{LiI}:\text{LiCl} = 5:1:1:2$)을 작동 유체로 사용하면 결정화 문제가 제거되고 더 높은 흡수체 온도에서 작동할 수 있음을 조사하였으며 Reyes et al. [28]는 $\text{H}_2\text{O}-\text{LiCl}$ 이 $\text{H}_2\text{O}-\text{CaCl}_2$ 보다 1단 흡수식 열변환기에서 작동유체로 잘 적합함을 보였다.

흡수식 냉동기 시스템은 일반적으로 직접 접촉 및 간접 접촉 열교환기의 체계적인 배열로 간주될 수 있다. 직접 접촉 열교환기는 흡수기 및 재생기로 사용되는 반면 용액 열교환기, 냉매 열교환기, 응축기 및 증발기는 간접 접촉 열교환기로 사용된다. 재생기에서 고온의 열이 공급되어 흡수기에서 나오는 용액을 가열하고 용액에서 냉매를 증발시킨 다음 응축기로 유입된다 [29]. 동시에 열은 흡수기와 응축기에서 각각 제거된다. 이러한 시스템은 고온의 열이 흡수기와 응축기에서 낭비되기 때문에 비가역성을 초래한다. Park et al. [30]은 내부 열 회수를 사용하여 비가역성을 제거하고 시스템의 현열 부하를 줄임으로써 흡수식 냉동기의 성능을 향상시킬 수 있다고 보고하였다. Sun et

al. [31]은 열 회수가 없으면 흡수식 냉동기의 성능이 훨씬 낮을 것이라고 보고하였다. Du et al. [32]은 최대 열 회수율을 가진 최적의 암모니아수 기반 흡수식 냉동기 사이클을 설계하였으며 특정 작동 조건에서 최적의 사이클이 재생기-흡수기 열교환기(GAX) 사이클과 유사하다는 것을 보고하였다. 흡수식 냉동기 성능을 향상시키기 위해서는 낭비되는 폐열을 회수하는 것이 중요하다. 일반적으로 흡수식 냉동기의 내부열회수에는 냉매열교환기(RHEX)와 용액열교환기(SHEX)가 사용된다. Sozen [33]은 SHEX만 있는 흡수식 시스템, RHEX만 있는 흡수식 시스템, SHEX와 RHEX를 모두 고려한 흡수식 시스템의 성능을 분석했다. 그는 SHEX만 있는 흡수식 시스템과 SHEX와 RHEX를 모두 고려한 흡수식 시스템의 성능이 매우 유사하다는 것을 제시하였다. 이는 흡수식 냉동기 시스템에서 RHEX의 역할이 덜 중요함을 의미한다. Abed et al. [34]는 SHEX 및 RHEX의 용액 스트림(steam)의 수정을 제안하였는데 그들은 용액 스트림이 수정되지 않은 흡수식 냉동기 시스템에 비해 수정된 흡수식 냉동기 시스템을 사용하여 COP가 12.2%증가하는 것을 보여주었다. 이때 COP 개선에 대한 SHEX 및 RHEX 기여도는 각각 8% 및 4.2%이다. 유사하게, Chen et al. [35]은 흡수열 회수 또는 통합열 회수를 최대화하기 위한 새로운 시스템을 제안하였다. 또한 Kaynakli and Kilic [36]은 SHEX를 적용하였을 때 흡수식 냉동기 시스템의 COP가 44%향상되는 반면 RHEX는 COP가 2.8%만 향상됨을 보여준다.

기존의 연구들을 통해 얻을수 있는 결과는 SHEX가 RHEX보다 훨씬 더 효과적임을 보여줬다. SHEX는 흡수기와 재생기 사이에 위치하여 흡수기에서 재생기로 가는 용액의 예열과 재생기에서 흡수기로 들어가는 용액의 냉각을 담당한다 [37]. 또한 SHEX의 열 회수는 흡수기에 들어가는 용액의 온도를 낮추어 냉각 부하와 필요한 열교환기 크기를 줄인다. 열역학 분석을 기반으로 Rivera et al. [38]은 SHEX가 흡수기와 재생기 사이의 온도 차이가 40℃ 이상일 때 성능 향상에 크게 기여한다고 결론지었다. 이러한 연구는 흡수식 시스템에서 SHEX의 중요성을 분명히 나타낸다. 또한 흡수식

사이클의 성능을 개선하기 위해 구성요소인 흡수기, 재생기, 응축기, 증발기를 PHEX로 대체하기 위한 다양한 검토가 수행되었다. Jiménez-García and Rivera [39]은 판형 열교환기를 주요 시스템 구성요소 (흡수기, 재생기, 응축기, 증발기)로 사용한 소형 흡수식 냉각시스템을 제안하였고, 제안된 소형 흡수식 냉각시스템은 최적 운전조건에서 내부 용량, 증발 온도 및 내부 성능 계수는 각각 2.6 kW, 19°C 및 0.61임을 보고하였다. 또한 흡수식 시스템의 핵심 구성요소로서 PHEX 활용에 대한 개별적 검토 또한 수행되었다. Hu et al. [40]은 재생기로서 PHEX의 활용하기 위해 새로운 판형 강하막 재생기 (plate-type falling-film generator)를 제시하였다. 제시된 판형 강하막 재생기는 균일한 용액 분포와 안정적인 유막 흐름을 보장하고 기존의 낙하 필름 분배기에 비해 판 조립으로 용량을 조절할 수 있는 장점을 가짐을 언급하였다. Yoon et al. [41]은 수냉식 수직 플레이트 흡수기에서 결합된 열 및 물질 전달에 대한 수치 해석을 위한 모델이 개발했고 운전조건에 영향을 조사한 결과 유입 냉각수 온도가 감소하고 시스템 압력이 증가하고 유입 용액 농도가 증가하고 유입 용액 온도가 감소함에 따라 흡수 질량 플럭스(absorption mass flux)가 증가하는 것으로 나타났다. Yi et al. [42]은 흡수기로 판형 낙하 필름 흡수기가 제안되었고 정격 조건에서 물 측의 열전달계수는 33.8%, 용액측의 열전달계수는 249%증가함을 보였다.

흡수식 사이클에서 SHEX는 흡수식 사이클의 열을 회수하여 재생기의 에너지 소비량을 줄이는 역할을 하는 핵심기기이며 PHEX의 SHEX로의 적용에 대한 성능 연구와 성능 개선에 대한 연구가 수행되었다. Jeong et al. [43]은 SHEX로 사용되는 3가지 유형 (chevron, elliptic and round)의 PHEX의 성능을 CFD 해석을 통해 비교하였다. 그들은 열교환량은 Elliptic > Chevron > Round 순으로 높으며, 압력강하는 Chevron > Elliptic > Round 순으로 높기 때문에 Elliptic type PHEX가 흡수식 사이클의 SHEX로 활용하는 것이 적합하다고 언급하였다. Kim et al. [44]은 H₂O-LiBr 를 사용한 용접식 판형열교환기 (welded plate heat exchanger, WPHEX)의 구조적 최적화를

위해 다른 헤더형상 (smooth, chevron, V-shape and II-shape)을 갖는 WPHEX의 CFD 해석을 수행하였고, Sommmth type WPHEX가 다른 헤더형상보다 낮은 유동저항을 갖고 높은 열전달 성능을 가짐을 보고하였다. 하지만 계산된 열전달계수는 30%의 오차를 가지며, 이는 제조상의 편의를 위해 웨브론 플레이트를 용접하기 전에 접어서 제작하게 되었고, 그 결과 작동유체가 흐르는 부위에 절곡부로 인한 간극이 불가피하게 존재하게 되었기 때문이라고 보고하였다.

SHEX로서 PHEX의 용량설계를 위해서는 열전달계수의 정확한 예측이 필요하다. 이를 위해 흡수식 사이클에서 SHEX의 성능 예측 상관식 개발에 대한 연구 또한 수행되었다. Kim et al. [45]은 웨브론 각도가 High $\Theta(63^\circ)$, mixed $\Theta(45^\circ)$, low $\Theta(30^\circ)$ 를 갖는 PHEX에서 H_2O -LiBr를 작동유체를 사용 시 Nu 실험 상관식과 friction factor (f factor) 상관식을 제안하였다. 추후, Kwon et al. [46] 또한 Kim et al. [45]과 비슷한 웨브론 각도(chevron angle)를 갖는 PHEX에서 Nu 상관식과 friction factor 상관식을 제안하였다. 하지만 Kown et al. [46]의 Nu 상관식과 Kim et al. [45]의 Nu 상관식, friction factor은 전열면적, 웨브론 피치 및 높이, PHEX의 전열관 수량 등의 차로 인해 큰 차이를 보임이 확인되었다. 또한, Song et al. [47,48]은 웨브론 각도가 55.7° 와 78.5° 를 갖는 PHEX의 열전달과 압력강하 특성을 평가하고, Nu 와 friction factor 상관식을 제안하였다. Yong et al. [49]은 PHEX을 물 대 물 열교환과 물 대 H_2O -LiBr 열교환 시 열교환 성능에 대한 차를 비교하였으며, 물에 비해 H_2O -LiBr는 농도 변화에 따른 열물성의 변화와 물에 비해 높은 점도를 가져 물 기반 Nu 상관식을 통해 PHEX의 열전달 성능을 예측하는 것을 어려움을 보고하였다.

제 3 절 연구 목적

흡수식 사이클에서 용액열교환기 (solution heat exchanger, SHEX)는 흡수식 사이클에서의 열을 회수하여 재생기의 에너지 소비량을 줄이는 역할을 하는 핵심기기이며 PHEX의 SHEX로의 적용에 대한 성능 연구와 성능 개선에 대한 연구가 일부 수행되었다. 하지만 PHEX가 SHEX로 사용 시 PHEX의 기하학적 특징과 $H_2O-LiBr$ 의 특성으로 인해 열교환 특성이 기존에 제시된 문헌마다 매우 상이하다. 이는 다중 효율 흡수식 사이클을 설계 시 시스템의 용량설계 및 성능 예측에 큰 문제를 야기한다. 또한, 기존 논문들은 SHEX의 실험에 대한 입구 온도, $H_2O-LiBr$ 의 농도 및 질량유량 등의 입구조건들이 상이하고 실험에 사용된 열교환기가 모두 기하학적 특징이 다르기 때문에 이에 대한 결과가 모두 다르다. 특히, 쉘브론 각도가 30° 와 60° 를 갖는 PHEX를 SHEX로 사용하여 $H_2O-LiBr$ 을 작동유체로 한 연구는 거의 없으며 이에 대한 성능 지표를 제시한 연구도 존재하지 않는다. 따라서 흡수식 사이클에서 용액열교환기를 판형열교환기로 완전히 대체하기 위해서는 더욱 많은 연구가 필요한 실정이다.

이에 본 연구에서는 SHEX의 열전달 특징을 이해하고, SHEX로 사용되는 PHEX의 적절한 선정을 돕기 위해 쉘브론 각도가 30° 와 60° 를 갖는 PHEX가 SHEX로 사용 시 열전달과 압력강하 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 이를 위하여 회용액측의 질량유량은 350 kg/h로 고정하고 농용액측의 질량유량을 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가시키면서 SHEX의 입구 온도조건의 변화에 따른 열전달 성능을 측정하고 Nu 수 상관식을 개발하였다. 다양한 조건에서 열전달과 압력강하에 대한 실험을 통하여 얻어진 결과를 기반으로 SHEX의 성능지표들을 분석하고 비교하였다. 또한, 개발된 상관식을 바탕으로 PHEX의 성능 및 크기를 예측하기 위한 프로그램을 개발하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결과로 SHEX를 PHEX로

대체하는 시스템 전환을 위한 가속화와 흡수식 시스템의 최적화에 이바지할 것으로 예상된다.

제 2 장 이론적 배경

제 1 절 흡수식 시스템의 개요

흡수식 시스템과 기존의 증기 압축 시스템의 차이점은 사용되는 작동유체와 구동열원이다. 대부분의 증기 압축 시스템은 열물리적 특성 때문에 일반적으로 염화불화탄소 냉매(CFC)를 사용한다. 그러나 오존층의 고갈로 인한 CFC의 제한된 사용이 흡수식 시스템의 활동을 더욱 두드러지게 만들고 있다. 그러나 흡수식 시스템이 많은 이점을 제공하는 것처럼 보이지만 증기 압축 시스템은 여전히 모든 냉동 시장 부문을 지배하고 있다. 흡수식 시스템의 사용을 촉진하기 위해서는 성능을 개선하고 비용을 줄이기 위한 추가 개발이 필요하다.

흡수식 냉동기의 초기 개발은 1700년대로 거슬러 올라간다. 얼음이 황산이 있는 상태에서 비워진 용기에 담긴 용기에서 순수한 물을 증발시켜 생성할 수 있다는 것이 알려져 있었다 [50,51]. 1810년에는 황산이 담긴 다른 용기에 연결된 용기의 물로 얼음을 만들 수 있었다. 산이 수증기를 흡수하여 온도가 낮아지면서 수면에 얼음층이 형성되었다. 이 때 시스템의 주요 문제는 부식과 진공 용기로의 공기 누출이었다. 1859년 Ferdinand Carre는 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 를 작동유체로 사용하는 새로운 기계를 도입했고 1860년에 미국 특허를 취득했다 [52]. 이 특허에 기반한 기계는 얼음을 만들고 음식을 저장하는 데 사용되었다. 이러한 흡수식 냉동기는 개발 초기에 기본 설계로 사용되다가 1950년대에 작동 유체로 $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ 을 사용하는 시스템이 산업 응용 분야에 도입되었다. 몇 년 후 이중 효용 흡수식 시스템이 도입되어 고성능 열 작동 냉동 사이클을 위한 산업 표준으로 사용되었다.

흡수식 시스템의 작동 유체는 냉매와 흡수제로 구성된 이원 용액이다.

Fig 2.1에서 두 개의 진공 용기가 서로 연결되어 있으며 왼쪽 용기에는 액체 냉매가 들어 있고 오른쪽 용기에는 흡수제/냉매(absorbent/refrigerant)의 이원 용액이 들어 있다. 오른쪽 용기의 용액은 왼쪽 용기에서 냉매 증기를 흡수하여 압력을 감소시킨다. 냉매 증기가 흡수되는 동안 나머지 냉매의 온도는 기화로 인해 낮아진다. 이로 인해 왼쪽 용기 내부에서 냉각 효과가 발생한다. 동시에 오른쪽 용기 내부의 용액은 흡수된 냉매 함량이 높기 때문에 더 희석된다. 이것을 “흡수 과정(absorption process)”이라고 한다. 일반적으로 흡수 과정은 발열 과정이므로 흡수 능력을 유지하기 위해 열을 주변으로 방출해야 한다. 냉매의 포화로 인해 용액이 흡수 과정을 계속할 수 없을 때마다 희석된 용액에서 냉매를 분리해야 한다. 이 분리 프로세스에 열이 필요하다. 또한, Fig 2.2와 같이 용액에서 냉매를 분리시키기 위한 과정이 필요하다. 이러한 과정을 “재생 과정(generation process)”이라고 한다. 냉매 증기는 주변으로 열을 전달하여 응축된다. 이러한 공정을 통해 열 에너지를 사용하여 냉각 효과를 낼 수 있다. 그러나 공정이 동시에 이루어질 수 없기 때문에 냉각 효과를 지속적으로 낼 수는 없다. 따라서 흡수식 냉동 사이클은 흡수와 재생 과정의 조합이며 재생 과정은 흡수 과정보다 더 높은 압력에서 일어나기 때문에 용액을 순환시키기 위해 순환 펌프가 필요하다.

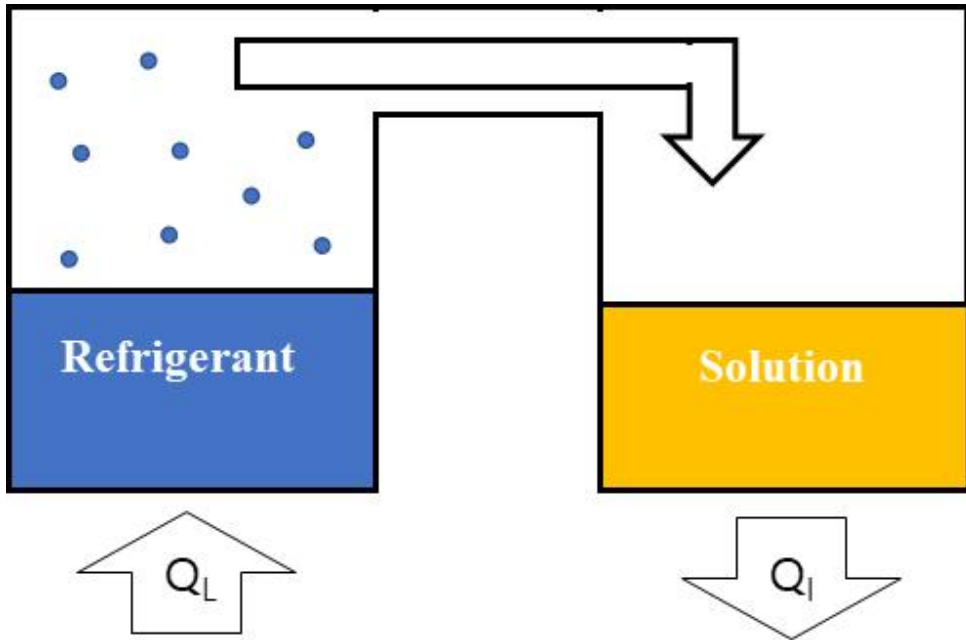


Fig. 2.1 Absorption process

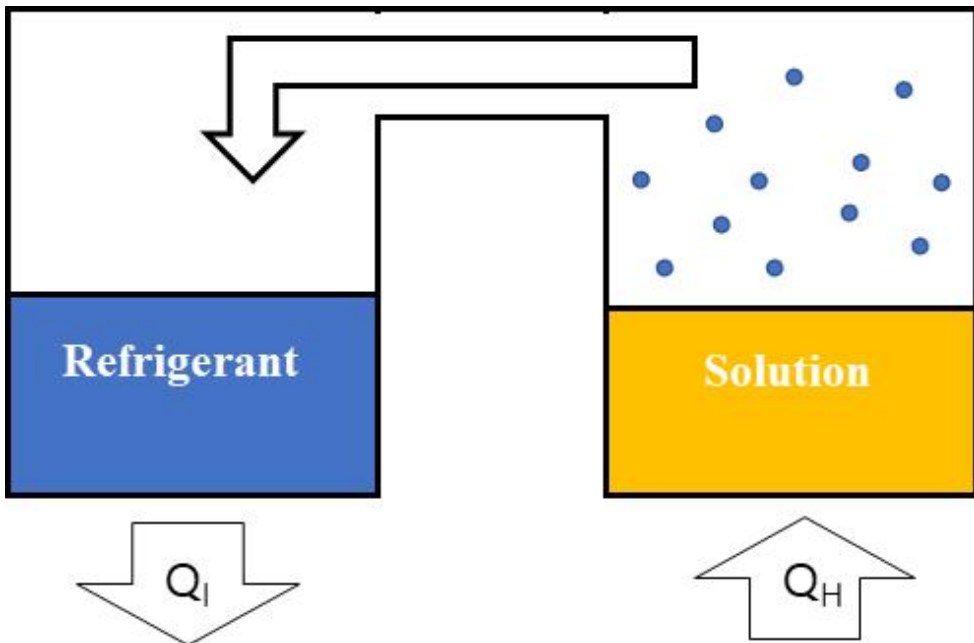


Fig. 2.2 Generation process

흡수식 냉동시스템의 성능은 작동 유체의 화학적 및 열역학적 특성에 크게 좌우된다 [53]. 흡수제/냉매 조합의 기본 요구 사항은 액상에서 사이클의 작동 온도 범위 내에서 혼합성에 여유가 있어야 한다는 것이다. 또한 혼합물은 화학적으로 안정하고 독성이 없으며 폭발성이 없어야 한다. 또한, 비등도(순수한 냉매와 동일한 압력의 혼합물 사이의 비등점 차이)는 가능한 한 커야 하고 냉매는 기화열이 높아야 하며 흡수제 내 농도가 높아야 발생기와 흡수기 사이의 냉각 용량 단위당 낮은 순환율을 유지할 수 있어야 한다. 그리고 열 및 물질 전달에 영향을 미치는 전달 특성(점도, 열전도도 및 확산 계수)이 좋아야 한다. 마지막으로 냉매와 흡수제는 모두 비부식성, 환경친화적, 저비용이어야 한다 [54].

Macriss et al. [55]가 제공한 흡수 유체에 대한 조사에 따르면 약 40개의 냉매 화합물과 200개의 흡수 화합물이 있다. 그러나 가장 일반적인 작동 유체는 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 및 $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ 이다. 흡수식 시스템이 발명된 이래로 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 는 냉각 및 가열 목적으로 널리 사용되었다. NH_3 (냉매)와 H_2O (흡수제)는 모두 광범위한 작동 온도와 압력에서 매우 안정적이다. NH_3 는 시스템의 효율적인 성능에 필요한 높은 증발 잠열을 가지고 있고 NH_3 의 어는점은 77°C 이므로 저온 응용 분야에 사용할 수 있다. NH_3 와 H_2O 은 모두 휘발성이므로 일반적으로 NH_3 와 함께 증발하는 H_2O 를 제거하기 위해 정류기가 필요하다. 정류기가 없으면 H_2O 가 증발기에 축적되어 시스템 성능을 저감한다. 또한, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 는 고압, 독성 및 구리 및 구리 합금에 대한 부식 작용과 같은 다른 단점이 있다. 그러나 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 는 환경 친화적이고 저렴하다.

흡수식 냉동시스템에 $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ 의 사용은 1930년경에 시작되었다 [18]. $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ 의 두 가지 뛰어난 특징은 LiBr 의 비휘발성 흡수제(정류기 불필요)와 물(냉매)의 매우 높은 기화열이다. 그러나 물을 냉매로 사용하면 저온 적용이 0°C 이상으로 제한되고 물이 냉매이므로 시스템은 진공 상태에서 작동해야 한다. 농도가 높으면 용액이 결정화되기 쉽다. 또한 금속을 부식시키고

비싸다. 일부 첨가제는 부식 억제제 [56,57] 또는 열-물질 전달 성능을 개선하기 위해 $H_2O-LiBr$ 에 첨가될 수 있다 [58-60].

흡수식 시스템은 흡수제/냉매의 물질전달에 의한 에너지 차를 이용하여 냉난방을 수행하기 때문에 흡수기와 재생기간의 농도차를 증가시키기 위해 흡수식 사이클은 다중효용 사이클이 개발되고 있다. 다중효용 흡수식 사이클은 재생기와 흡수기의 흡수액/냉매의 농도차가 증가하며, 흡수식 히프펌프 및 냉동 시스템의 COP와 엑서지가 개선된다. 하지만 다중효용 흡수식 사이클에서 재생기는 흡수액/냉매에서 비등열전달을 통해 냉매의 분리를 수행하기 때문에, 다량의 열에너지를 소비하는 기기이며, 흡수식 열펌프의 COP 개선을 위해서는 재생기에서 소비된 열에너지의 회수가 필요하다. 그러므로 에너지 소비 저감을 위해 2차, 3차 재생기가 추가됨에 따라 재생기에서 사용되고 남은 열회수를 위해 용액열교환기가 사용된다 [10,11]. 실험적 연구에 따르면 용액 열교환기를 사용하면 COP가 최대 60%까지 증가할 수 있다 [61]. 다중 효용의 주요 목적은 고온 열원을 사용할 때 시스템 성능을 높이는 것이다. 이중 효용 흡수 냉동 사이클은 1956년과 1958년에 도입되었다 [62]. 또한 이중 효용 이상의 다중 효용 흡수 냉동 사이클이 있는데 COP의 개선 효과가 용액열교환기의 수 증가와 직접적으로 연결되는 것은 아니다. 용액열교환기의 수가 증가하면 각 효과의 COP가 단일 효용 시스템만큼 높지 않다는 점에 유의해야 한다. 또한 용액열교환기의 수가 많을수록 시스템이 더 복잡해진다. 따라서 이중 효용 시스템이 상업적으로 많이 사용되고 있다 [63].

제 3 장 실험장치 및 분석 방법

제 1 절 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 구축한 SHEX 성능측정 실험장치를 보여준다. LiBr 회용액은 LiBr 농축액에 비해 낮은 온도를 가지며, SHEX에서 열교환을 수행한다. 실험장치는 LiBr 농도를 맞추는 응축부, LiBr 회용액 순환라인, LiBr 농축액 순환라인, 테스트 SHEX, 열회수기 그리고 냉각장치로 구성된다. 응축부는 실험수행 이전 회용액과 농축액의 농도를 조절하는 역할을 수행한다. 농축액의 LiBr의 농도를 증가시키기 위해 용액탱크에 담긴 농축액을 가열하여 증기를 생성하며, 생성된 증기를 응축기에 수집한다. 반면 회용액은 응축기에 저장된 물은 공급하여 농도를 감소시킨다.

회용액과 농축액이 보관되는 용액탱크는 7.5 kW의 히터가 2개씩 설치되며, PID 제어를 통해 일정하게 온도가 유지된다. 또한 용액의 상태를 파악하기 위해 RTD (resistance temperature detector) 센서와 압력계 (Model 730, Setra Systems, United States)가 설치되었다. 회용액과 농축액은 펌프를 통해 이송되며 대항류(counter flow)의 흐름으로 열교환을 수행한다. 회용액과 농축액의 질량유량은 코리올리식 질량유량계(OVAL, ALT mass type U)로 측정되었으며, 인버터로 유량을 제어하였다. 회용액은 열교환 후 용액 탱크로 회수되며, 농축액은 냉각기에서 냉각을 수행 후 용액 탱크로 회수된다. 테스트 SHEX의 성능을 평가하기 위해 RTD 센서와 차압계를 ANSI/AHRI STANDARD 401 [64]의 열교환기 성능평가 방법을 참고하여 테스트 SHEX 입구와 출구의 전단과 후단에 설치하였다. SHEX 성능평가에 필요한 회용액과 농축액의 열물성은 EES(Engineering Equation Solver) [65]에 통해 계산되었다.

H_2O -LiBr의 저장 및 가열을 위해 지름과 높이가 각각 460 mm와 1000

mm인 원통형 탱크에 용액을 저장했다. H₂O-LiBr의 가열에 의한 압력 및 농도 변화를 방지하기 위해 H₂O-LiBr 저장 탱크 상부와 연결된 원통다관식(Shell and Tube) 응축기를 설치하였다. H₂O-LiBr 가열 시 발생하는 수증기는 관 직경 25.4 mm 인 스테인리스 튜브를 거쳐 3 RT 항온조로 냉각하는 원통다관식 응축기로 이동하여 열교환을 통해 응축되어 저장된다. 모든 배관은 관 직경 12.9 mm인 스테인리스 관으로 구성되었다. 테스트용 SHEX의 형상정보는 Table 3.1과 같으며 Fig. 3.3에 테스트용 SHEX의 단면 형상을 제시했다. SHEX로 사용된 PHEX의 주요 설계변수는 쉘브론 각도이다. 본 연구에 사용된 SHEX는 쉘브론 각도가 30° 와 60° 를 가진 SHEX이며, 쉘브론 피치와 높이는 각각 0.0065 m와 0.002 m로 동일하다.

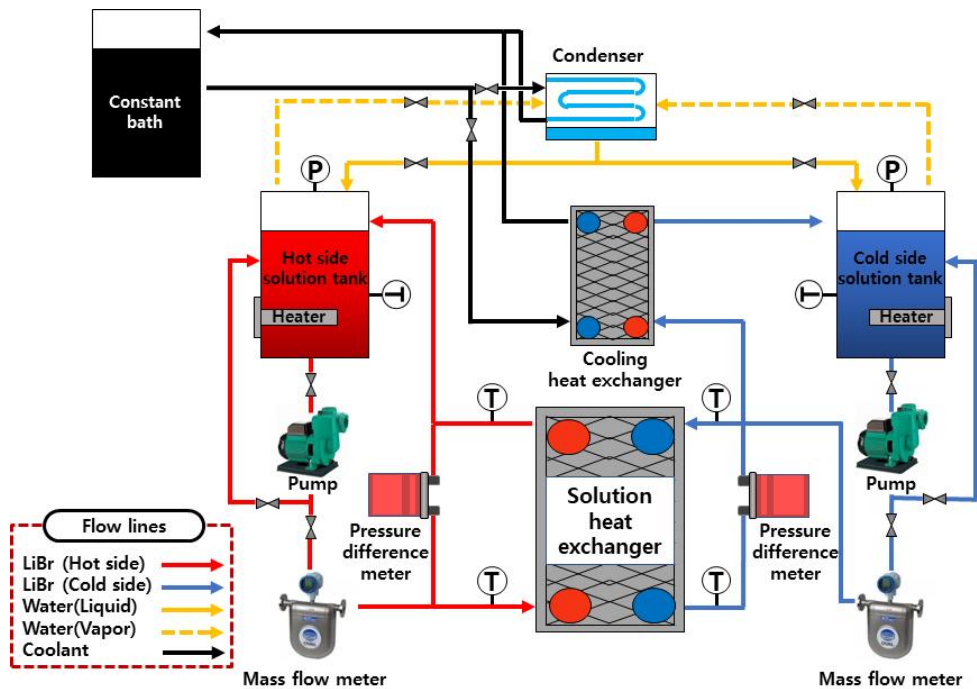


Fig. 3.1 The schematic diagram of experimental apparatus

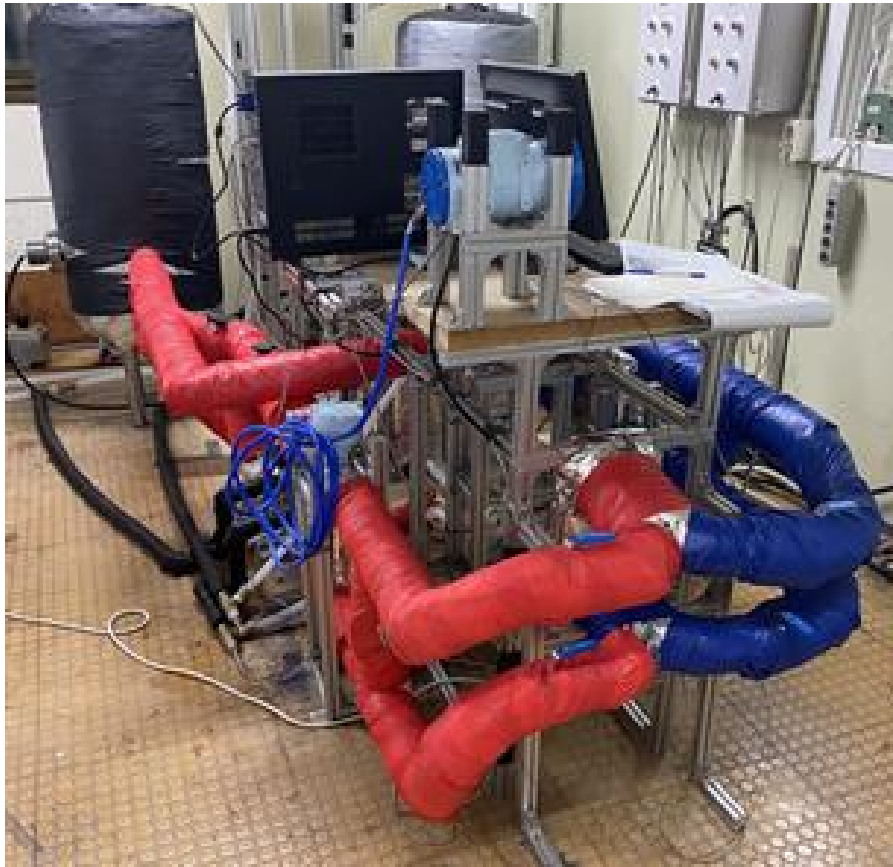


Fig. 3.2 Picture of experimental apparatus

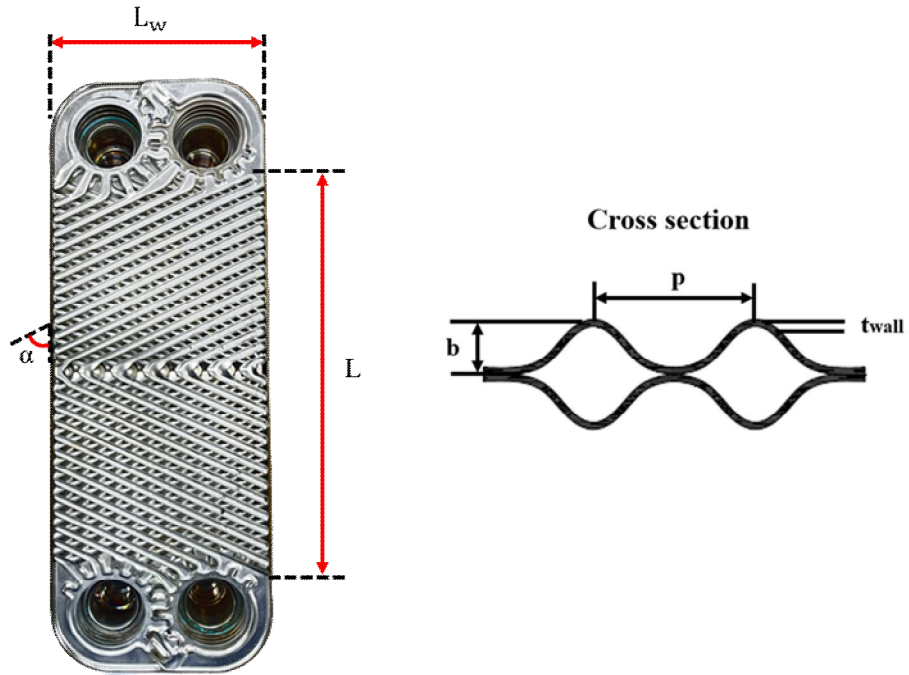


Fig. 3.3 The schematic diagram of test PHEX

Table 3.1 Geometrical parameters of test PHEX

Parameters	Value
Plate width (m)	0.113
Plate length (m)	0.227
Plate thickness (m)	0.0003
Corrugation depth (m)	0.002
Corrugation pitch (m)	0.007
Chevron angle (°)	30, 60
Number of plates	10
Port diameter (m)	0.023

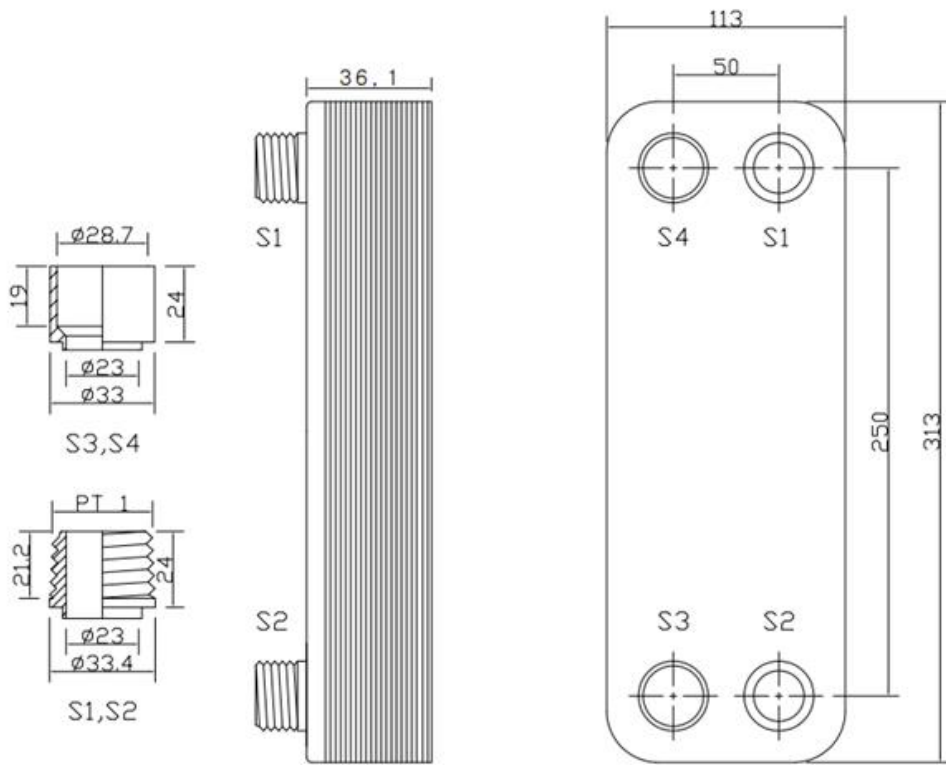


Fig. 3.4 Design drawing of the test PHEX

제 2 절 실험방법 및 성능 분석방법

Table 3.2는 SHEX의 성능 실험조건을 보여준다. 농용액 및 희용액 측 온도는 히터를 통해 각각의 용액탱크에서 80-140°C 및 40-80°C로 유지시켰다. 희용액 측 유체는 350 kg/h로 일정하게 흐르며 농용액 측 유체의 질량유량은 150-750 kg/h로 150 kg/h씩 증가시켜가면서 성능을 측정하였다. 이때, 열교환기 입구와 출구의 평균온도를 기준으로 계산된 희용액과 농용액의 Re 수는 기준으로 127.3-286.3와 49.76-574.2이다. 본 실험에서 용액의 농도는 흡수식 사이클에서 주로 사용되는 농도 조건으로 선정했으며 2중 효율 흡수식 사이클의 Duhring 선도를 참고하여 분석에 사용된 희용액 측 및 농용액 측 H₂O-LiBr 농도는 각각 54%와 59%이며 이 농도를 이용하여 실험을 진행했다 [11,47,66].

Table 3.2 Experimental conditions

Fluid side	Condition	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Cold side	wt%	54			
	T _{in} (°C)	40	60	80	80
	\dot{m} (kg/h)	350			
	Re	111.3-144.7	161.9-206.8	203.2-249.9	208.5-250.4
	Pr	10.22-13.28	7.05-9.0	6.24-7.06	5.69-6.86
Hot side	wt%	59			
	T _{in} (°C)	80	120	120	140
	\dot{m} (kg/h)	150-750			
	Re	45.53-276	66.06-421.9	73.45-489.6	86.01-502.3
	Pr	11.06-14.09	7.06-9.16	6.97-8.15	5.91-6.96

열교환기에서 열전달율은 식 (2-1)과 (2-2)와 같다. 본 연구에서는 농축액 부분의 열전달율 Q_s 와 희용액 부분의 열전달율 Q_w 의 평균값인 Q_{avg} 로 정의하여 열전달 특성을 분석하였으며 이는 식 (2-3)과 같다. 여기서, c_{p_s} 와 c_{p_w} 는 H₂O-LiBr의 비열을 나타내며 입구와 출구온도의 평균값을 적용하여 EES 프로그램을 통해 계산하였다 [67,68].

$$Q_s = \dot{m}c_{p,s} (T_{s,i} - T_{s,c}) \quad (2-1)$$

$$Q_w = \dot{m}c_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2-2)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_s + Q_w}{2} \quad (2-3)$$

SHEX 전열관의 총 전열면적(A_t)은 식 (2-4)와 같다. 여기서, N 은 전열관의 총 개수이며 L_H 은 전열관의 유효 길이, L_w 는 전열관의 넓이다 [69].

$$A_t = \phi(N - 2)L_H L_w \quad (2-4)$$

열교환기에서 총괄열전달계수와 대수평균온도차는 식 (2-5)과 (2-6)을 통해 계산되었다 [70,71].

$$U = \frac{Q_{avg}}{A_t \Delta T_{LMTD}} = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{t_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{h_w}} \quad (2-5)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{s,i} - T_{w,o}) - (T_{s,o} - T_{w,i})}{\ln \left(\frac{T_{s,i} - T_{w,o}}{T_{s,o} - T_{w,i}} \right)} \quad (2-6)$$

또한 SHEX의 유용도 (effectiveness)는 열용량과 NTU (number of transfer units)을 통해 계산할 수 있으며 유용도는 식 (2-7)을 통해 계산된다 [72].

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(-NTU\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right)}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\exp\left(-NTU\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right)} \quad (2-7)$$

유용도 계산에 필요한 최대 열용량과 최소 열용량은 희용액과 농용액의 열용량의 비교를 통해 결정되며 희용액과 농용액의 열용량은 식 (2-8)를 통해 계산할 수 있다. 또한 SHEX의 NTU는 식 (2-9)을 통해 계산할 수 있다.

$$C_s = \dot{m}_s c_{p,s}, \quad C_w = \dot{m}_w c_{p,w} \quad (2-8)$$

$$NTU = UA / C_{\min} \quad (2-9)$$

Colburn j-factor (j)는 열전달계수를 무차원화 한 것으로 식 (2-10)으로 정의된다.

$$j = St Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = \left(\frac{h}{\rho V c_p}\right) \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{2/3} \quad (2-10)$$

Fanning friction factor (f)는 식 (11)로 정의된다.

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left(\frac{L}{D_h}\right) \left(\frac{\rho V^2}{2}\right)} \quad (2-11)$$

유량에 따른 열전달과 압력강하의 영향성을 평가하기 위해 Colburn j-factor와 Fanning f-factor를 고려한 JF factor는 식 (2-12)으로 정의된다.

$$JF = \frac{j}{f^{1/3}} \quad (2-12)$$

SHEX의 성능과 펌프의 소비동력에 의한 영향성을 함께 평가하기 위해 열교환량과 펌프 소비동력 비인 성능지표 (performance index)를 계산하였다. 펌프의 소비동력을 계산하기 위해 펌프 효율은 80%로 가정하였다. 펌프의

소비동력과 성능지표 (performance index)는 각각 식 (2-13)과 (2-14)에 의해 정의되었다. [73]

$$P_{pump} = \frac{\dot{m}\Delta P}{0.8\rho} \quad (2-13)$$

$$\xi = \frac{Q_{avg}}{P_{pump}} \quad (2-14)$$

SHEX의 열전달 성능은 질량유량, 입구 및 출구 온도, H₂O-LiBr의 열물성에 의해 영향을 받는다. 본 연구에서 SHEX 성능실험에 사용된 측정기기의 불확실도는 Table 3.3에 제시되었다. 실험의 불확실도는 Moffat [74]에 제시된 방법으로 계산되었으며 이는 식 (2-16)으로 표현된다 [75].

$$\delta R = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2} \quad (2-16)$$

식 (2-16)에서 변수 R은 매개변수 X_i의 함수이며 X₁, X₂, ..., X_n은 매개변수의 불확실도이다. 열전달률, 대류열전달 계수 및 Nu 수의 불확실도는 각각 ±2.48%, ±3.37% 및 ±6.03%이다.

Table 3.3 Maximum uncertainties of measuring data

Measurements	Model	Range	Accuracy
Temperature (° C)	RTD PT100	-50-400	±0.5
Mass flow rate (kg/h)	ALT mass type U	0-1,200	±0.1
Pressure (kPa)	UNIK 5000	0-20	±0.1
Density (g/mL)	ALT mass type U	0.32-2	±0.0005

제 3 절 에너지 평형(energy balance)

실험의 신뢰성 평가를 위해 회용액과 농축액의 에너지 평형(energy balance)를 비교하였다. Fig. 3.5는 농용액 측과 희용액 측 열량을 비교하여 보여준다. SHEX는 농용액과 희용액 측의 열적 응답속도가 다르고, SHEX 주변으로 열손실이 발생하기 때문에 농용액측과 희용액측의 열량차가 발생한다. 실험조건에서 30° 와 60° 의 웨브론 각도를 갖는 SHEX의 평균 열량은 2.36-7.71 kW와 2.83-11.1 kW이다. 또한 농용액 측과 희용액 측의 에너지 평형의 최대 오차는 각각 9.83%와 9.21%로 계산되었다. 일반적으로 PHEX의 에너지 평형의 오차는 10%이내이며, 본 연구의 에너지의 오차는 통상적인 오차범위 내에 부합한다.

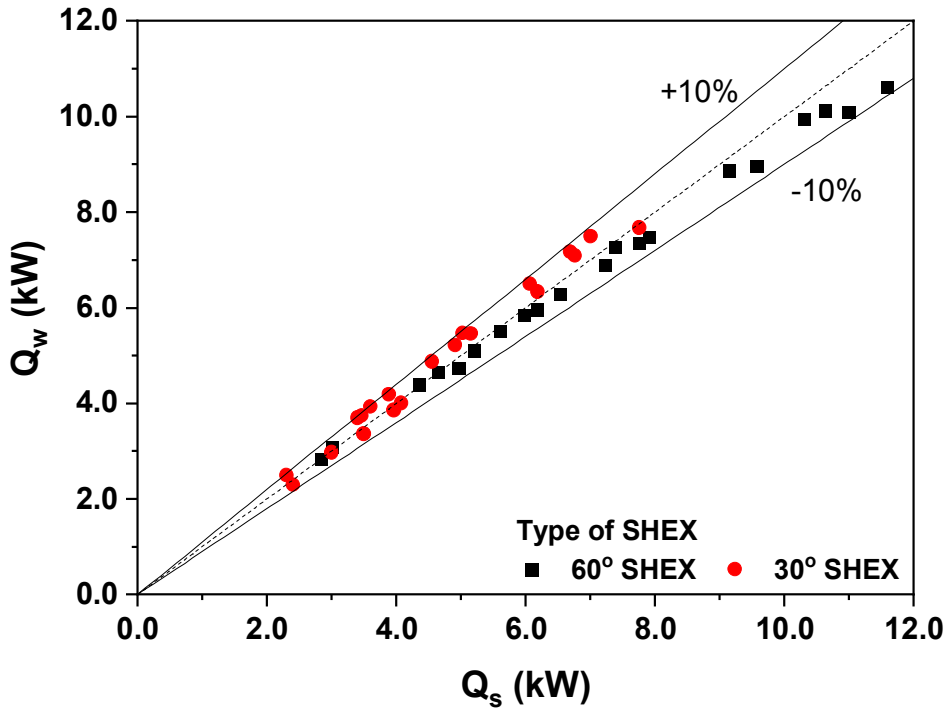


Fig. 3.5 Energy balance of SHEX with chevron angle of 30° and 60°

제 4 장 용액열교환기 열교환 특성 및 고찰

제 1 절 60° 용액열교환기 열교환 특성 고찰

4.1.1. 열전달 성능 고찰

본 연구에서 분석한 열교환량(heat transfer rate)은 식 (2-3)에 의해 계산되었다. Fig. 4.1은 쉘브론 각도 60° 인 SHEX에서 농용액측 질량유량이 증가함에 따른 열교환량과 농용액측 온도가 80°C 이고 희용액측 온도가 40°C 인 Case 1을 기준으로 SHEX 열교환량의 증가비를 보여준다. 희용액측의 질량유량은 350 kg/h로 고정되어 있고 SHEX 열교환량은 Case 4, Case 2, Case 3, Case 1 순으로 높게 나타났다. Case 4에서 농용액측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX의 열교환량은 4.85 kW에서 11.09 kW로 증가되었으며, 가장 낮은 열교환량을 가진 Case 1은 농용액측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 2.84 kW에서 6.07 kW로 증가하였다. SHEX 열교환량의 증가비 측면에서 보면 Case 2는 Case 1에 비해 농용액측 질량유량이 150 kg/h 일 때 54.1%에서 750 kg/h 일 때 70.9%까지 증가함을 확인했다. 또한, Case 3와 Case 4의 열교환량은 농용액측 질량유량이 150 kg/h일 때 각각 7.2%와 71%에서 750 kg/h 일 때 각각 24.5%와 82.8%까지 증가함을 확인했다. 이는 Case 4와 Case 2는 SHEX 희용액과 농용액측의 입구 온도의 차가 60°C로 H₂O-LiBr이 열교환 후 입출구의 온도차가 커지면서 더 큰 열전달률을 가지기 때문이다. 반면에, Case 3과 Case 1은 SHEX 희용액과 농용액측의 입구 온도의 차가 40°C로 H₂O-LiBr이 열교환 후 입출구의 온도차가 Case 4와 Case 2에 비해 크지 않아서 더 작은 열전달량을 보여준다.

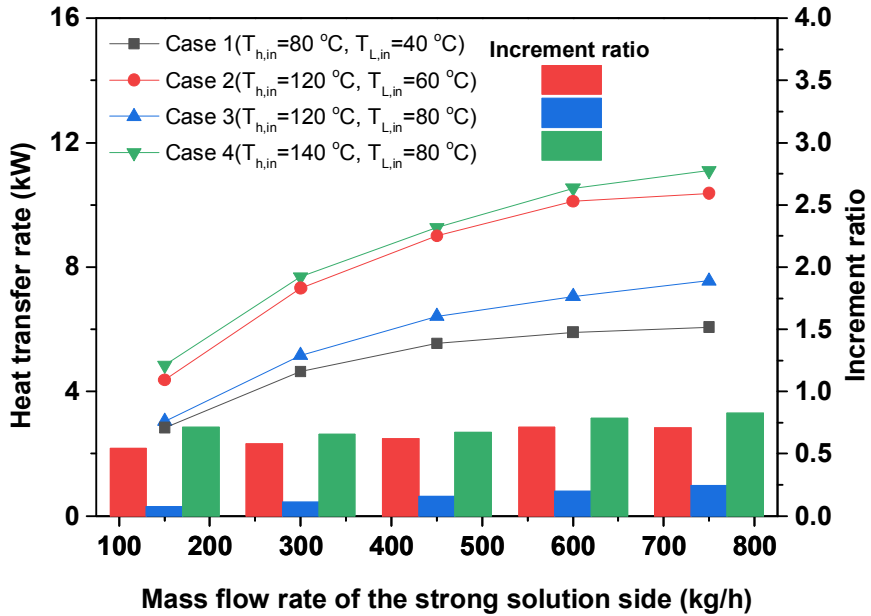


Fig. 4.1 Variation of heat transfer rate according to mass flow rate of the strong solution

4.1.2. 총괄열전달계수 고찰

본 연구에서 분석한 PHEX의 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 식 (2-5)에 의해 계산이 되었다. Fig. 4.2는 쉘브론 각도 60° 인 SHEX에서 농용액측 질량유량이 증가함에 따른 총괄열전달계수와 농용액측 온도가 80°C 이고 희용액측 온도가 40°C 인 Case 1을 기준으로 SHEX 총괄열전달계수의 증가비를 보여준다. 농용액측의 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h까지 증가함에 따라 총괄열전달계수는 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4일 때 각각 $1.01\text{--}1.94 \text{ kW}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$, $1.13\text{--}2.27 \text{ kW}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$, $1.18\text{--}2.35 \text{ kW}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$, $1.14\text{--}2.30 \text{ kW}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 로 증가하였다. Case 1 대비 Case 2, Case 3, Case 4의 총괄열전달계수의 최대 증가비는 각각 농용액측 질량유량 300 kg/h에서 22%, 33%, 37%씩 증가했다. 질량유량 300 kg/h에서 가장 큰 증가비를 갖는 것을 확인할 수 있는데 이는 Case 1의 대수평균온도차가 질량유량 300 kg/h에서 크게 나왔기 때문이다. 총괄열전달계수는 대수평균온도차가 크면 작아지게 되는데 Case 1의 대수평균온도차가 질량유량 300 kg/h에서 크기 때문에 총괄열전달계수가 작게 나오는 것을 볼 수 있고 이러한 이유로 다른 Case의 증가비가 상대적으로 커지게 된다. Case 4의 총괄열전달계수가 대부분의 질량유량에서 Case 3보다 작게 나오는데 이는 열전달률이 Case 4가 높지만 SHEX의 입구 온도가 높기 때문에 대수평균온도차가 Case 4가 더 커짐으로 총괄열전달계수를 구할 때 Case 4가 Case 3보다 더 작은 값을 가지게 된다.

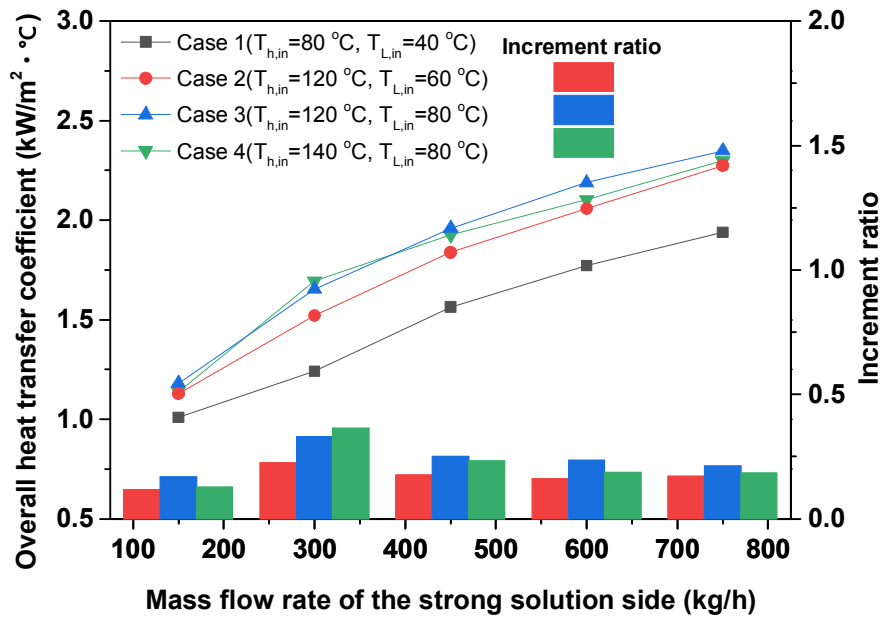


Fig. 4.2 Variation of overall heat transfer coefficient according to mass flow rate of the strong solution

4.1.3. 압력강하 고찰

본 연구에서 분석한 PHEX의 차압 (differential pressure)은 실험에서 차압계에 의해 얻어지고 농용액측 질량유량에 따른 차압이며 이를 Fig. 4.3에 제시하였다. 차압은 농용액측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 0.58 kPa에서 9.85 kPa로 증가했다. 또한, SHEX의 입구측 온도가 높을수록 차압이 작게 나타났다. 이는 SHEX의 입구 온도가 저온일 때는 H₂O-LiBr의 점도가 0.002266-0.002643 kg/m·s 정도로 큰 상태이고 입구 온도가 고온으로 갈 경우 0.001309-0.00143 kg/m·s 정도의 작은 점도를 가지기 때문이다. H₂O-LiBr의 점도가 작을수록 열교환기 내의 차압은 낮아지기 때문에 Case 4로 갈수록 SHEX의 차압은 작게 나온다. Case 1에 대한 SHEX 차압의 감소비는 입구측의 온도가 증가함에 따라 Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 10-12%, 13-14%, 16-18%씩 감소했다.

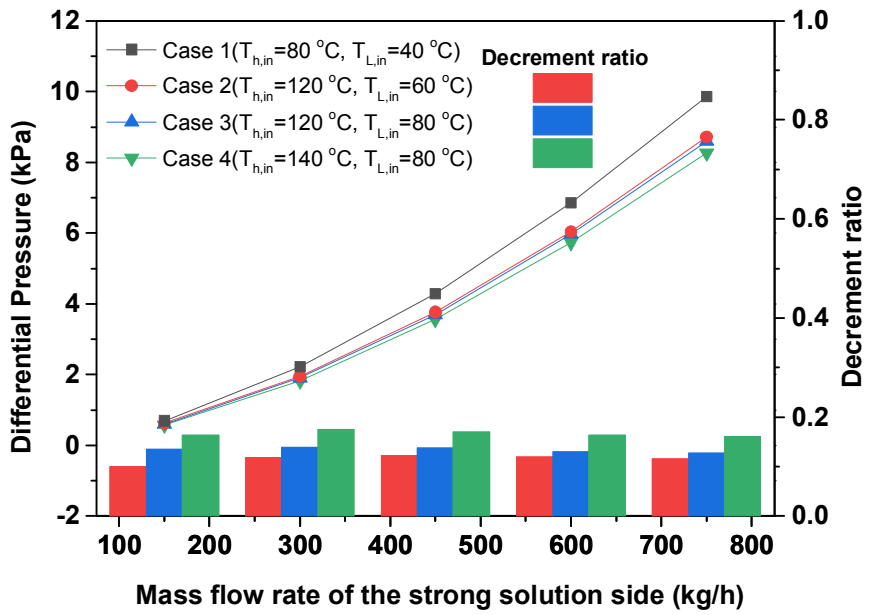


Fig. 4.3 Variation of differential pressure according to mass flow rate of the strong solution

4.1.4. Nu 수 고찰 및 개발

본 논문에서는 웨브론 각도가 60° 인 용액열교환기에서 얻어진 Nu 수에 대한 분석을 하고자 한다. Nu 수의 기본형태는 식 (4-2)와 같으며 여기에서 상관계수 C와 Re 지수는 실험데이터로부터 구해지고, Pr 지수는 주로 1/3을 사용하고 있다. 실험의 결과로 얻어진 열전달계수로 Nu 수의 상관식을 윌슨 플롯 기법 (wilson plot method)를 이용하여 얻었다. 일반적인 기본 Nu 수 상관식은 식 (4-1)과 같이 나타낸다.

$$Nu = \frac{hD_{hy}}{k} \quad (4-1)$$

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{C_3} \quad (4-2)$$

Wilson plot 기법은 주로 Nusselt 수 상관관계인 식 (4-2)에서 C_1 의 값과 레이놀즈 수의 지수 C_2 를 결정하는 데 사용되는데 식 (4-4)와 식 (4-5)의 p 값을 가정하여 X_1 과 Y_1 의 값을 얻고 C_c 와 C_h 를 얻는다.

$$Y_1 = mX_1 + n \quad (4-3)$$

$$X_1 = \frac{\left(\frac{k_c}{D_h} Re_c^p Pr_c^{1/3} \right)}{\left(\frac{k_h}{D_h} Re_h^p Pr_h^{1/3} \right)} \quad (4-4)$$

$$Y_1 = \left(\frac{1}{U} - \frac{t_{wall}}{k_{wall}} \right) \left(\frac{k_c}{D_h} Re_c^p Pr_c^{1/3} \right) \quad (4-5)$$

$$m = \frac{1}{C_h}, \quad n = \frac{1}{C_c} \quad (4-6)$$

선형 플롯(X_1, Y_1)에서 얻은 C_h 값은 p 의 초기 추측값과 결합되어 식

(4-7)로 묘사된 두 번째 플롯(X_2, Y_2)을 얻는 데 사용된다. 두 번째 플롯의 기울기의 절대값은 p 의 새 값이다. 이 값은 식 (4-3)에 다시 삽입되어 또 다른 값을 얻을 수 있다. 이 값은 후속 반복을 통해 수렴된다. 기울기의 연속 값 사이의 차이가 규정된 오차보다 작은 값에 도달할 때까지 이 절차가 반복된다.

$$Y_2 = mX_2 + n \quad (4-7)$$

$$y_2 = \left(\frac{1}{U} - \frac{t_{wall}}{k_{wall}} - \frac{1}{h_h} \right) \left(\frac{k_c}{D_h} \text{Pr}_c^{1/3} \right) = \frac{1}{C_c Re_c^p} \quad (4-8)$$

$$\ln y_2 = -\ln C_c - p \ln(Re_c) \quad (4-9)$$

$$X_2 = \ln(Re_c) \quad (4-10)$$

$$Y_2 = \ln y_2 \quad (4-11)$$

$$m = -p, n = -\ln(C_c) \quad (4-12)$$

이렇게 하여 얻어진 C_1, C_2 값을 식 (4-2)에 넣어 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX 실험으로 얻어진 Nu 수 상관식인 식 (4-13)을 개발하였다.

$$Nu = 0.346 Re^{0.719} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4-13)$$

본 연구에서 실험을 통해 얻어진 상관식을 다른 연구자들의 Nu 수 상관식과 비교하였으며 그 결과는 Fig. 4.3와 같다. SHEX의 실험으로 얻어진 Nu 수 값은 기존 연구들의 Nu 수에 비해 큰 값을 얻었는데 그 이유는 테스트에 사용된 PHEX의 형상에 기인한다. 기존 연구자들의 PHEX는 Fig. 4.5에 제시한 형상처럼 생겼지만 본 연구에 사용된 PHEX의 형상은 Fig. 3.3와 같이 판의 쉘브론이 꺾이는 구간이 세로가 아닌 가로축에서 꺾이는 차이가 있다. 따라서 이러한 쉘브론 각도가 생기는 구간의 차이가 열교환기 내의 대류열전달을 촉진하여 Nu 수 향상에 영향을 끼친다는 것을 알 수

있다.

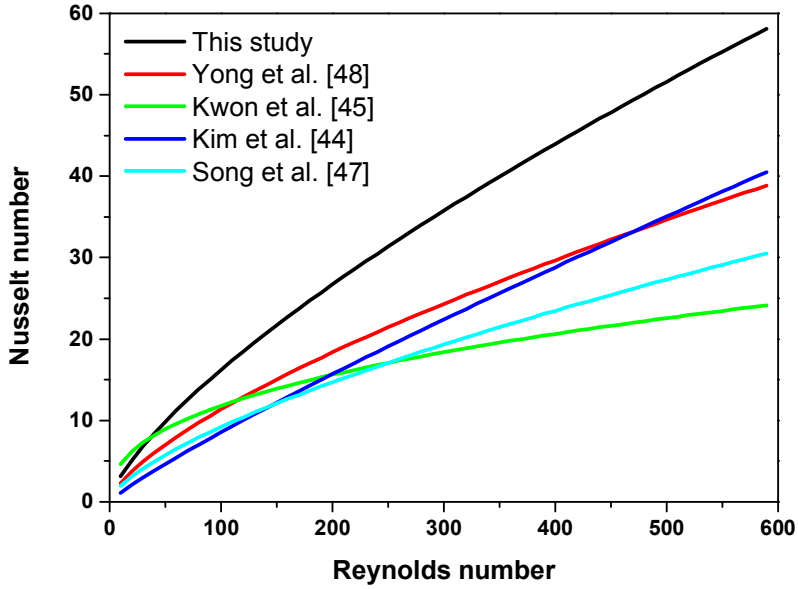


Fig. 4.4 Variation of nusselt number according to Reynolds number of the strong solution

Table 4.1 Previous correlations about Nusselt number

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{C_3}$$

Author	C1	C2	C3	x (%)	Re	θ
Yong et al.[49]	0.273	0.693	1/3	58-62	22.5-140.6	60°
Kwon et al.[46]	1.078	0.403	0.333	58.5-62.5	100-400	60°
Kim et al.[45]	0.088	0.877	0.3	53.2-62.5	83-306	60°
Song et al.[48]	0.2446	0.676	0.319	50.71-64.76	49.35-371-1	55.7°

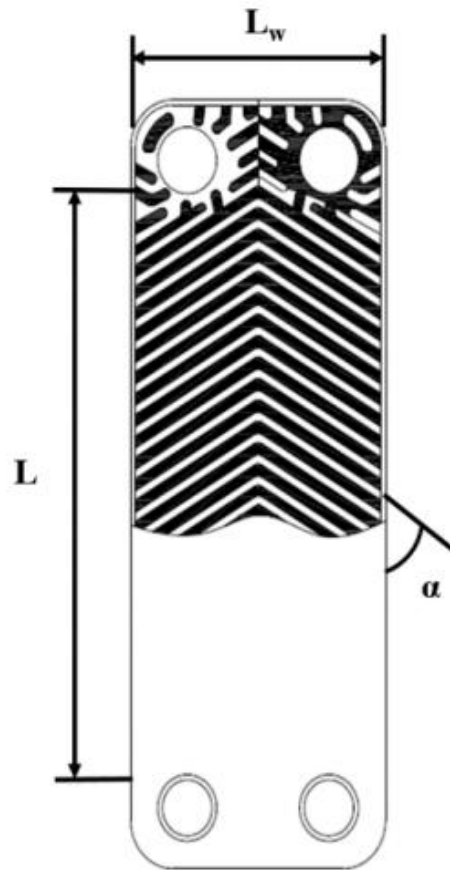


Fig. 4.5 The schematic diagram of PHEX by other researchers

제 2 절 30° 용액열교환기 열교환 특성 고찰

4.2.1. 열전달 성능 고찰

본 연구에서 SHEX로 사용된 쉘브론 각도가 30° 인 PHEX는 쉘브론 각도가 60° 인 PHEX와 같은 열교환기 길이, 폭, 판의 두께, 판의 개수를 사용하였고 쉘브론 각도만 다르다. Fig. 4.6은 농용액측 유량변화에 따른 열전달량과 Case 1을 기준으로 Case 2, Case 3, Case 4에 대한 열전달량의 증가비를 보여준다. 실험 결과로 얻어진 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX는 농용액측의 질량유량이 증가함에 따라 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4의 열전달량은 각각 2.36-4.04 kW, 3.56-7.28 kW, 2.42-5.07 kW, 3.77-7.71 kW로 증가하였다. 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX는 Case 4가 가장 큰 열전달률을 보여주고 Case 2, Case 3, Case 1가 순서대로 높게 나타났다. 또한, 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX의 Case 1에 대한 열전달량의 증가비는 Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 51-83%, 2-25%, 59-91% 증가했다. 그 이유는 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX와 같이 Case 4와 Case 2는 SHEX의 희용액과 농용액측의 입구 온도의 차가 60°C로 H₂O-LiBr이 열교환 후 입출구의 온도차가 커지면서 더 큰 열전달량을 가지기 때문이다.

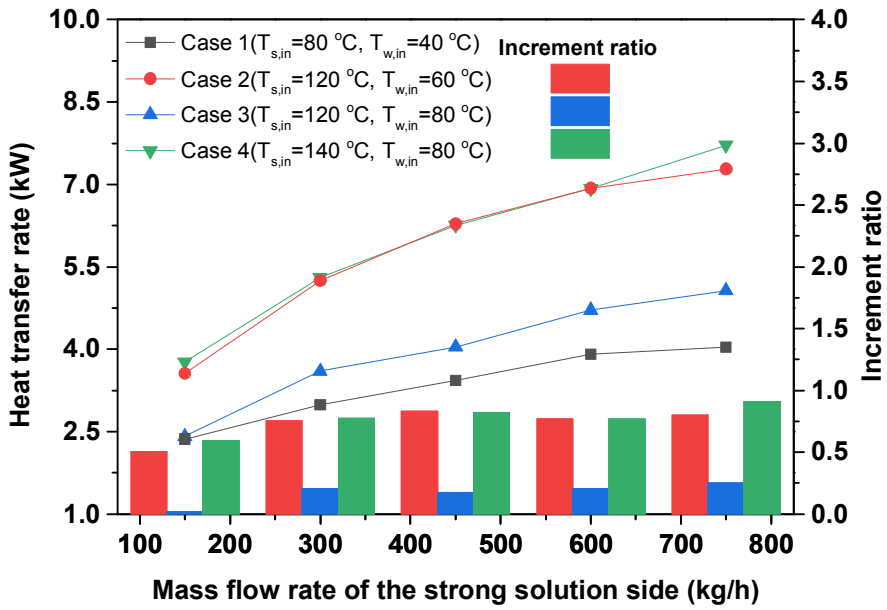


Fig. 4.6 Variation of heat transfer rate according to mass flow rate of the strong solution

4.2.2. 총괄열전달계수 고찰

Fig 4.7는 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX의 농용액측 질량유량에 따른 총괄열전달계수와 총괄열전달계수의 증가비를 보여준다. 총괄열전달계수는 질량유량이 증가하고 SHEX의 입구온도가 증가함에 따라 증가한다. 하지만 농용액측의 질량유량이 150 kg/h일 때 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX의 총괄열전달계수는 Case 3이 Case 4보다 높게 나타났다. 그리고 농용액측이 증가함에 따라 Case 4가 가장 큰 총괄열전달계수를 나타내고 Case 3, Case 2, Case 1순으로 높게 나타났다. 질량유량이 150 kg/h에서 Case 4에서 Case 3보다 작은 총괄열전달계수를 보였는데 이는 질량유량이 150 kg/h일 때 SHEX의 대수평균온도차를 보면 알 수 있다. 즉, Case 3의 대수평균온도차가 17.06°C 이고 Case 4의 대수평균온도차는 27.73°C 으로 Case 3가 훨씬 낮은 대수평균온도차를 가지기 때문이다. 또한, 이 때의 총괄열전달계수는 Case 3이 더 크게 나타난다. Case 1 대비 총괄열전달계수의 증가비는 Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 3-21%, 12-27%, 8-34%로 나타났다.

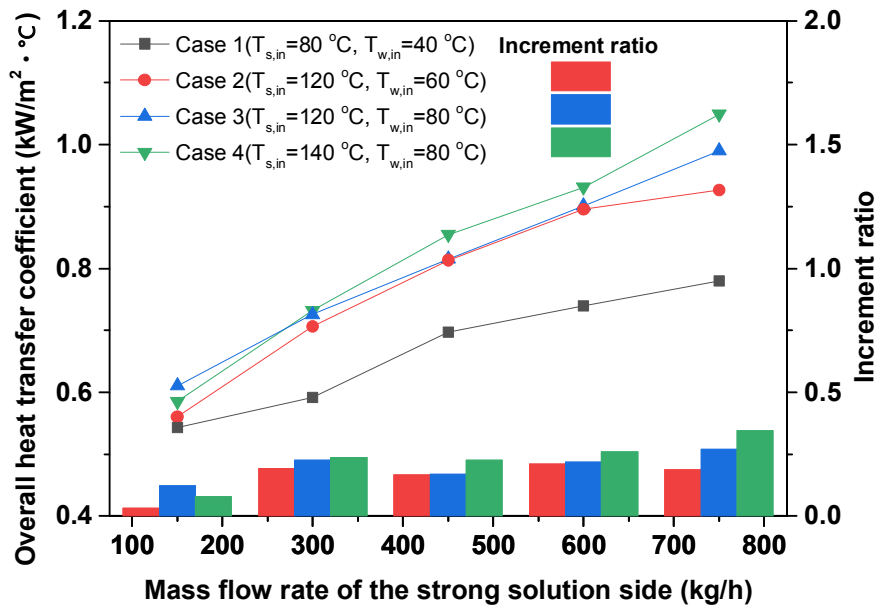


Fig. 4.7 Variation of overall heat transfer coefficient according to mass flow rate of the strong solution

4.2.3. 압력강하 고찰

웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 차압을 입출구의 관 사이에 설치된 차압계로 측정하였으며 그 결과는 Fig. 4.8에 제시하였다. SHEX의 농용액측 질량유량이 증가함에 따라 차압은 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 0.21-2.33 kPa, 0.18-1.93 kPa, 0.16-1.81 kPa, 0.16-1.79 kPa로 증가하였다. 하지만 SHEX 입구온도가 상승함에 따라 차압은 감소하였는데 Case 1 대비 차압의 감소비는 Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 16-18%, 23-24%, 23-25%로 나타났다. 이러한 결과는 H_2O -LiBr의 점도의 분석을 통하여 알 수 있다. H_2O -LiBr의 점도는 온도가 올라감에 따라 낮아지게 되는데 그로 인해 SHEX 내에서 차압의 발생이 점도가 높을 때에 비해 작게 발생하게 된다. 또한, SHEX의 입구온도가 Case 3의 입구 온도보다 높아지면서 차압은 비슷하게 나타난다.

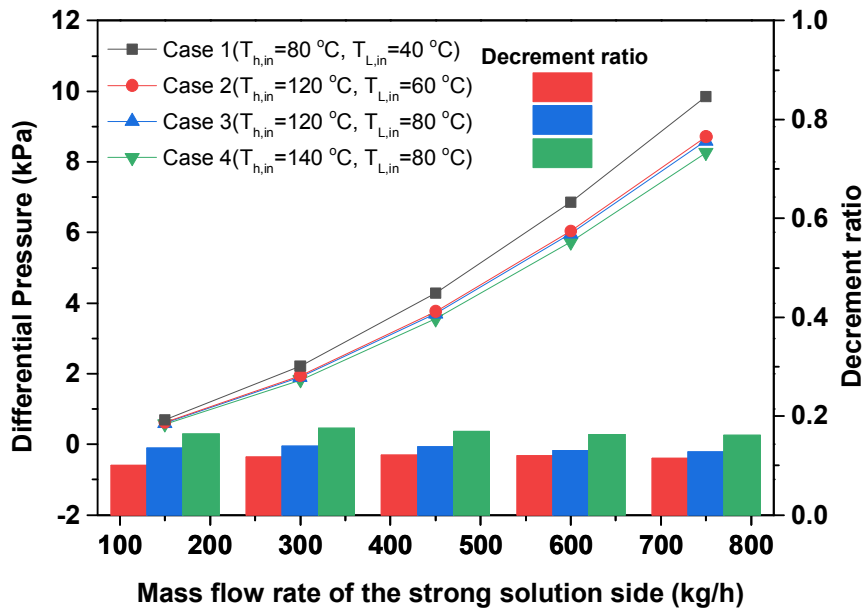


Fig. 4.8 Variation of differential pressure according to mass flow rate of the strong solution

4.2.4. Nu 수 고찰 및 개발

웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 Nu 수를 계산하기 위해 앞서 설명한 Wilson plot method를 사용하였고 식 (4-14)와 같은 결과를 얻었다.

$$Nu = 0.336 Re^{0.531} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4-14)$$

웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 Nu 수는 공개된 기존문헌이 많지 않기 때문에 Kim et al. [45]에 의해 제시된 상관식과 비교와 다른 웨브론 각도에 따른 상관식과 비교를 진행하였으며 그 결과는 Fig. 4.9에 제시하였다. 본 연구의 결과로 개발된 상관식인 식 (4-14)는 Kim et al. [45]의 웨브론 각도가 30° 인 PHEX와 유사한 결과가 나타남을 확인하였다. 또한 웨브론 각도가 45° 와 60° 인 PHEX의 상관식에 비해서는 상대적으로 낮은 Nu 수를 가짐을 알 수 있다.

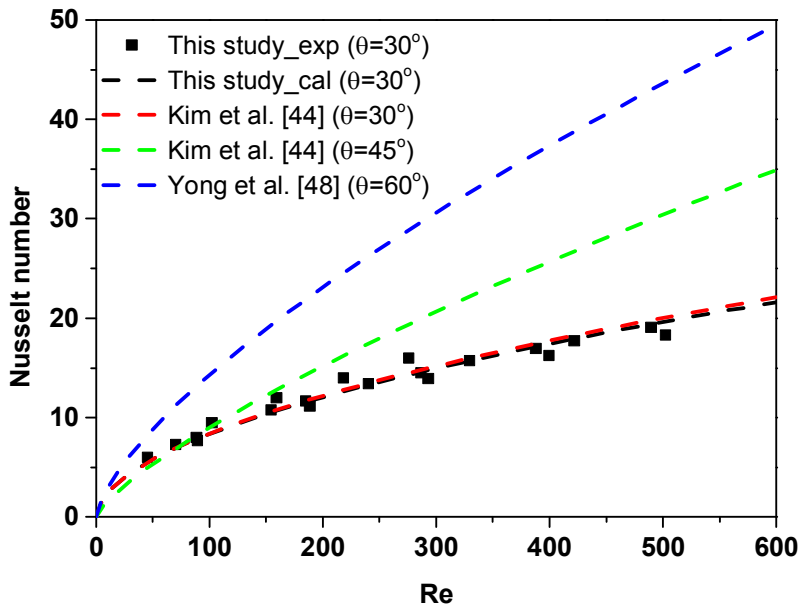


Fig. 4.9 Comparison of Nu correlation with previous studies

Table 4.2 Previous correlations about Nusselt number in Fig. 4.9

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{C_3}$$

Author	C1	C2	C3	x (%)	Re	θ
Yong et al.[49]	0.273	0.693	1/3	58-62	22.5-140.6	60°
Kim et al.[45]	0.35	0.54	0.302	58.5-62.5	100-800	30°
Kim et al.[45]	0.138	0.757	0.339	53.2-62.5	100-800	45°

제 3 절 30° 와 60° 웨브론 각도에 따른 용액열교환기 열교환 특성 비교

4.3.1. 웨브론 각도에 따른 용액열교환기 열교환 특성 비교

Fig. 4.10과 Fig. 4.11는 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 열교환량과 웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 열교환량 대비 웨브론 각도가 60° 인 SHEX의 열교환량의 비를 보여주고 있다. 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX는 농용액측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 SHEX의 열교환량은 지속적으로 증가하였다. 또한 웨브론 각도가 60° 인 SHEX의 열교환량은 웨브론 각도가 30° 인 SHEX에 비해 큰 열교환량을 가짐을 확인하였다. SHEX의 두 각도에서 모두 열교환량은 Case 4 > Case 2 > Case 3 > Case 1 순으로 크게 나타났다. Case 4에서 농용액측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 웨브론 각도가 60° 인 SHEX의 열교환량은 4.53 kW에서 10.54 kW로 6.01 kW가 증가되었으며, 웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 열교환량은 3.77 kW에서 7.71 kW로 3.94kW가 증가되었다. SHEX에서 희용액과 농용액의 온도차가 동일하여도, 농용액의 입구온도가 높을수록 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 열교환 성능이 향상됨을 확인하였다. Case 1과 Case 3은 희용액과 농용액의 입구 온도차가 40°C, Case 2와 Case 4는 희용액과 농용액의 입구 온도차가 60°C 인 조건이며, 그 중 농용액의 온도가 높은 Case 2와 Case 4가 다른 SHEX 조건들의 열전달량 보다 크게 형성되었다. 이는 농용액측 온도가 증가함에 따라 H₂O-LiBr의 점도 감소로 인한 Re 수 증가로 SHEX 내 대류열전달이 향상되었기 때문이다. 웨브론 각도의 영향성은 SHEX의 운전조건에 따라 상이하게 나타났지만, 높은 웨브론 각도는 SHEX의 열교환 성능을 향상시키는 것으로 확인되었다. Case 1-4에서 $Q_{60^\circ} / Q_{30^\circ}$ 의 비는 1.2-1.62

이내이며, 전반적으로 농용액측 질량유량이 450 kg/h에서 600 kg/h일 때 $Q_{60^\circ} / Q_{30^\circ}$ 이 크게 형성됨이 확인되었다. 이는 실험조건마다 상이하지만 희용액과 농용액의 열용량비 (C_{\min} / C_{\max})가 450 kg/h에서 600 kg/h이내에서 가장 크게 형성되어, 쉘브론 각도에 의한 대류열전달 향상에 대한 영향성이 더욱 부각되기 때문이다.

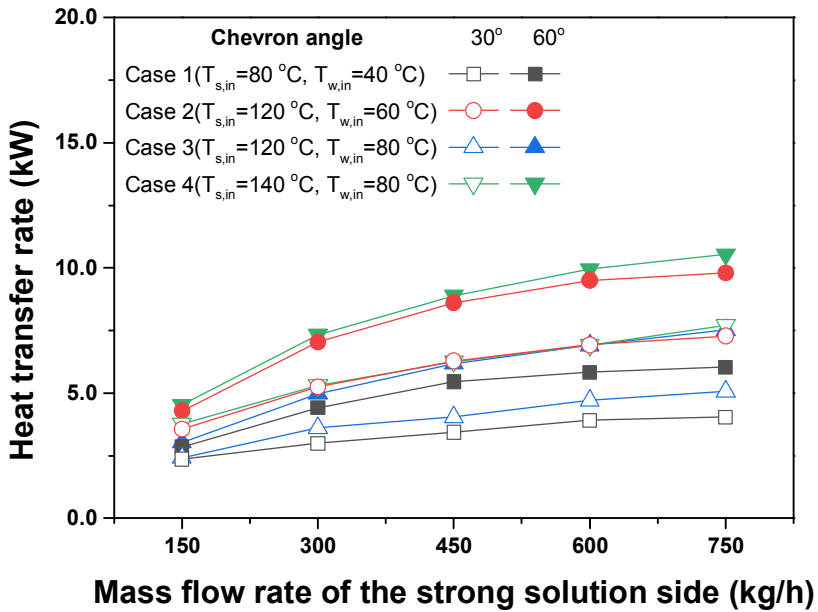


Fig. 4.10 Comparison of heat transfer rate according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

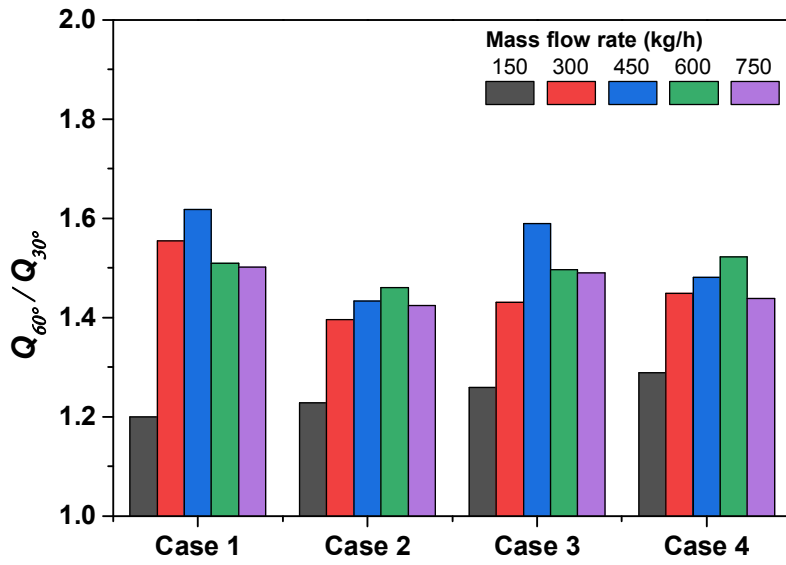


Fig. 4.11 Improvement ratio of the heat transfer rate as a function of Cases

Fig. 4.12과 Fig. 4.13는 쉘브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 총괄열전달계수와 j-factor의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 총괄열전달계수는 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX에서 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX보다 1.86-2.48배 크게 나타났다. 또한 쉘브론 각도가 30° 인 열교환기는 Case 4 조건에서 가장 높은 총괄열전달계수를 가짐이 확인되었다. 총괄열전달계수는 농용액의 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 0.58 kW/(m²·°C)에서 1.05 kW/(m²·°C)으로 81%가 증가하였다. 반면 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX는 Case 3 조건에서 농용액의 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 총괄열전달계수는 1.18 kW/(m²·°C)에서 2.35 kW/(m²·°C)으로 99%가 증가하였다. 이는 쉘브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX 내 유량별 난류유발에 의한 열전달 향상이 상이하기 때문이다. 쉘브론 각도 60° 인 SHEX의 j factor는 쉘브론 각도 30° 인 SHEX보다 Case 1의 질량유량 150 kg/h에서 최소 72%, 그리고 Case 3 질량유량 750 kg/h에서 최대 180% 높은 값을 보였다. 그리고 두 쉘브론 각도 SHEX 모두 농용액 측과 희용액 측의 입구온도가 낮을수록 높은 j factor를 가진다. 이는 농용액 측과 희용액 측의 온도가 낮을수록 그리고 쉘브론 각도가 높을수록 SHEX의 열전달 성능이 우수하다는 것을 보여준다. 열전달적인 측면에서 볼 때 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX가 30° 인 SHEX에 비해 높은 열전달 성능을 갖기 때문에 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX는 30° 인 SHEX에 비해 작은 전열면적을 가질 수 있으며 이는 열교환기의 소형화(compact)가 가능하다는 것을 의미한다.

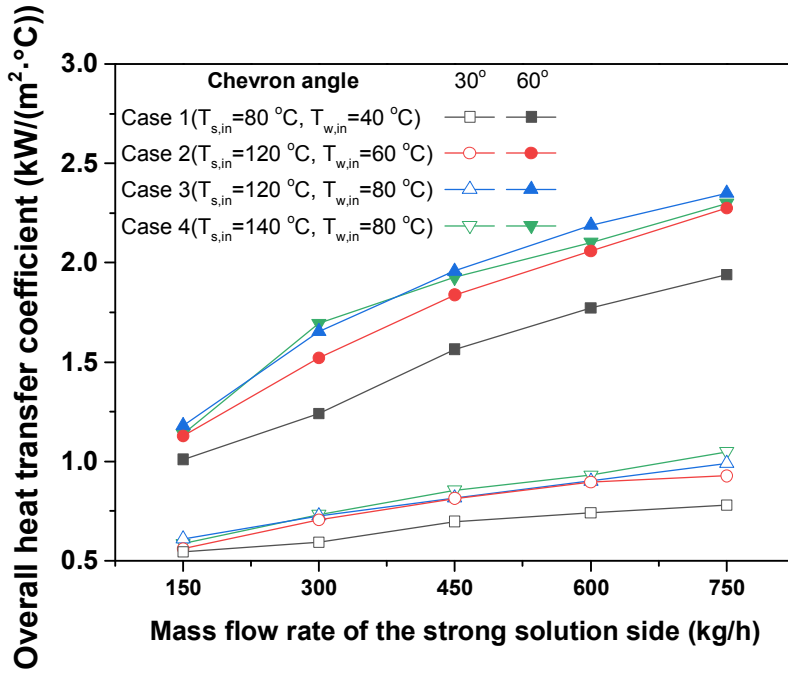


Fig. 4.12 Comparison of overall heat transfer coefficient according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

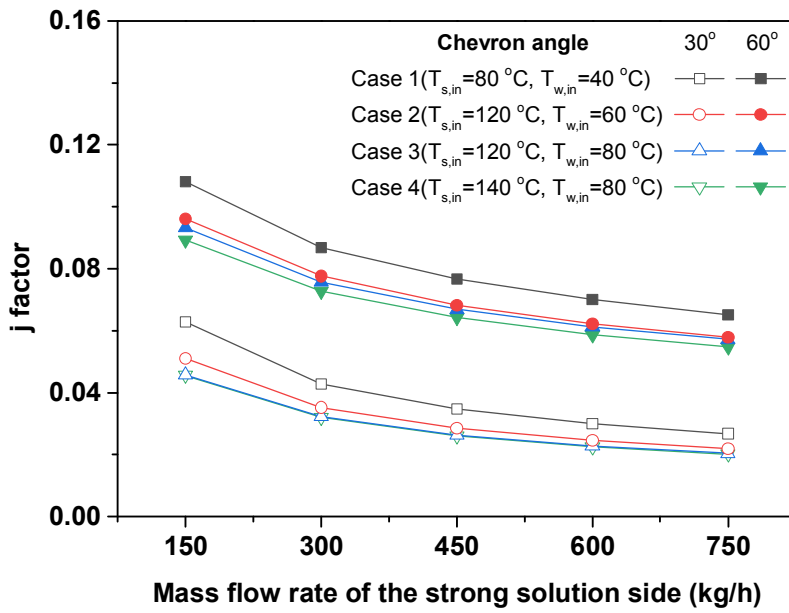


Fig. 4.13 Comparison of j factor according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

4.3.2. 웨브론 각도에 따른 압력강하 및 마찰계수 비교

Fig. 4.14와 Fig. 4.15은 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 차압과 마찰계수의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 농용액측의 질량유량이 증가함에 따라 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 차압이 모두 증가한다. 또한, SHEX의 압력강하는 농용액의 입구온도가 가장 낮은 Case 1에서 가장 크게 나타났으며, 농용액의 온도가 120°C 이상인 Case 2-4의 조건에서 압력강하는 큰 차이를 보이지 않았다. 이는 $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ 의 온도가 증가함에 따라 점도가 급격히 감소하기 때문이다. Case 1 조건에서 SHEX에서 농용액측 질량유량이 150 kg/h 에서 750 kg/h 로 증가함에 따라 웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 차압은 0.21 kPa 에서 2.33 kPa 로 소폭 증가한 반면, 웨브론 각도가 60° 인 SHEX의 차압은 0.69 kPa 에서 9.9 kPa 로 다소 크게 증가하였다. 웨브론 각도 30° 와 60° SHEX의 f factor는 농용액측의 입구유량이 증가함에 따라 감소하고 SHEX의 농용액측과 희용액측의 입구온도가 낮을수록 크게 나타났다. SHEX의 웨브론 각도가 30° 에서 60° 로 증가함에 따라 f factor는 Case 1의 질량유량 150 kg/h 에서 최소 220%, 그리고 Case 3 질량유량 750 kg/h 에서 최대 378% 증가함을 확인하였다. 이것은 SHEX의 입구온도가 낮을수록 그리고 웨브론 각도가 클수록 SHEX에서 차압이 크게 증가한다는 것을 의미한다.

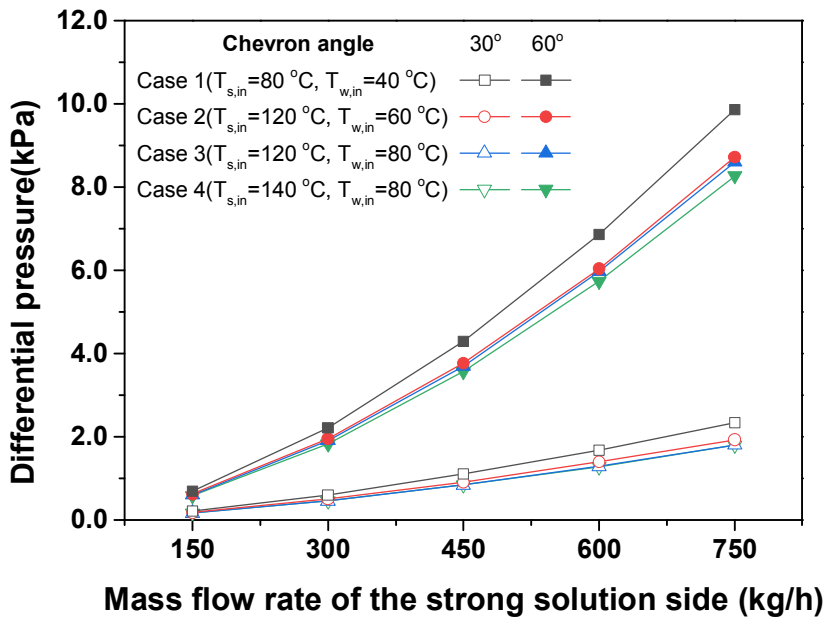


Fig. 4.14 Comparison of differential pressure according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

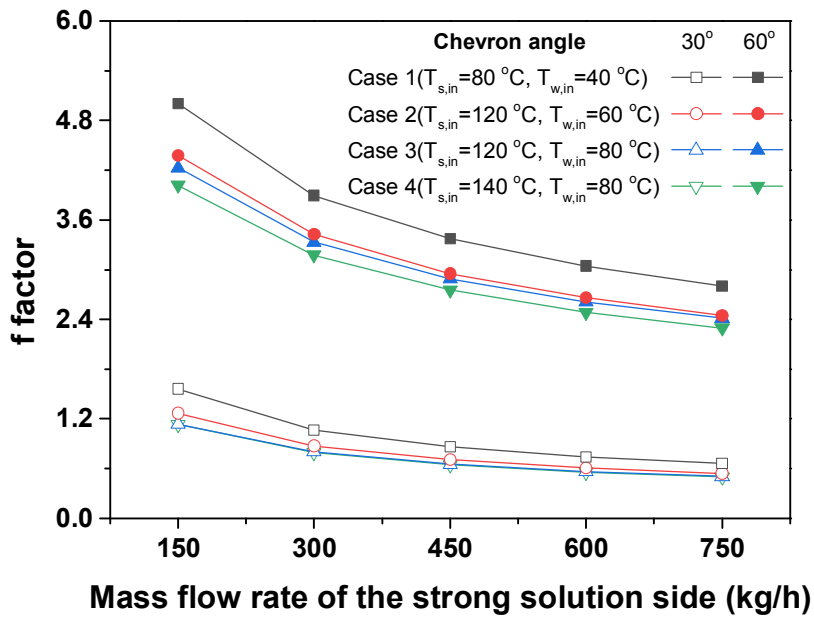


Fig. 4.15 Comparison of f factor according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

4.3.3. 웨브론 각도를 고려한 통합 Nu 수 상관식 개발

본 연구에서는 30° 와 60° 의 두가지 웨브론 각도를 가지는 SHEX의 열전달 특성을 실험적으로 다양한 조건에서 고찰하였다. 얻어진 실험데이터를 기반으로 웨브론 각도를 포함한 PHEX의 Nu 수 상관식 개발을 진행하였다. 기존에 개발된 Nu 식의 계수와 지수 C_1 , C_2 는 각각 θ 의 2차 다항식과 삼각함수로 기술된다 [76]. 따라서 본 연구에서 개발된 웨브론 각도를 포함한 Nu 수 상관식인 식 (4-15)을 개발하였다.

$$Nu = (0.358 - 0.001267 \cdot \theta + 0.1778 \times 10^{-4} \cdot \theta^2) Re^{[0.6355 - 0.1106 \cdot \sin(\frac{\pi \cdot \theta}{45} - 0.1911)]} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4-15)$$

Nu수 상관식의 검증을 위해 실험으로 얻어진 웨브론 각도가 60° 와 30° 인 SHEX의 Nu 값과 개발한 상관식의 값을 비교하여 Fig 4.16에 나타내었다. 개발된 Nu 상관식은 10% 범위 내에 실험으로 얻어진 Nu 수 값이 포함되는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 본 연구에서 개발된 웨브론 각도에 따른 Nu 수 상관식은 열전달 성능이 우수한 PHEX 모델의 Nu 수를 예측하는데 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

또한, 개발한 Nu 수 상관식으로 다른 각도의 Nu 수 상관식을 예측해 보았으며 예측된 결과는 Fig. 4.17에 제시하였다. Fig. 4.17에 보여주었듯이 웨브론 각도가 30° 이상에서 증가할수록 더 큰 Nu 수 값을 가지는 것을 확인 하였다. 웨브론 각도가 15° 인 경우는 웨브론 각도가 30° 보다 큰 경향을 보였는데 그 이유는 본 연구에서 개발된 상관식은 실제 실험에서 웨브론 각도가 30° 과 60° 인 PHEX로 실험을 바탕으로 하였기 때문에 이 범위에서 벗어난 각도인 15° 는 예측된 결과와 잘 맞지 않는 것으로 나타났다.

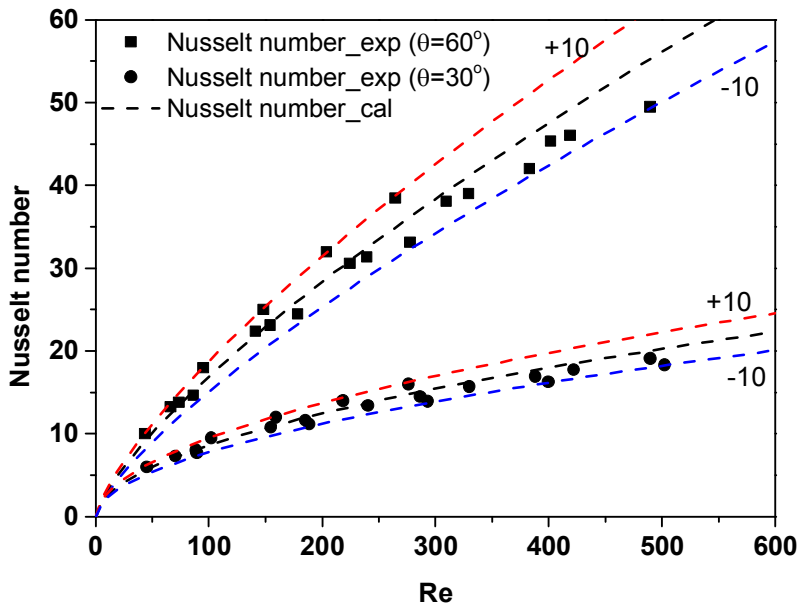


Fig. 4.16 Comparison of experimental and calculated nusselt number according to Reynolds number

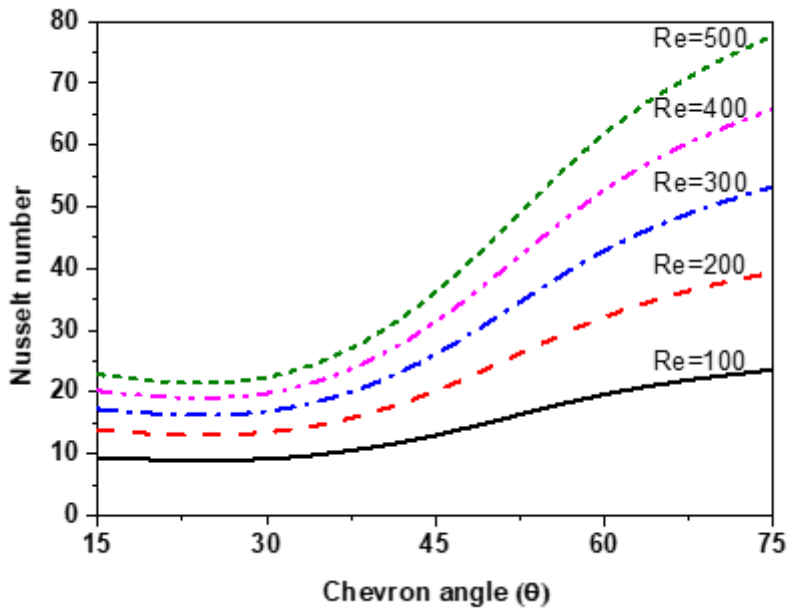


Fig. 4.17 Predicted nusselt number correlation

4.3.4. 웨브론 각도에 따른 SHEX의 JF factor 비교

Fig. 4.18은 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 농용액측 질량유량에 따른 jf factor를 비교하여 보여주고 있다. SHEX의 웨브론 각도가 30° 에서 60° 로 증가함에 따라 jf factor는 Case 1에서 질량유량 150 kg/h인 경우 최소 16.6%, 그리고 Case 3에서 질량유량 750 kg/h인 경우 최대 66.2% 증가함을 확인하였다. 동일한 조건에서 Jf factor는 웨브론 각도가 60° SHEX가 웨브론 각도 30° 인 SHEX에 비해 크게 형성되며, 이는 60° SHEX가 웨브론 각도 30° SHEX에 비해 압력강하 증가 대비 열전달 성능이 우수함을 의미한다. 또한, 작동유체의 질량유량이 작을수록, SHEX의 입구온도가 낮을수록 열전달 성능이 우수하다는 것을 알 수 있다. 본 분석을 통해 실제 사용자의 사용 조건에 따른 열전달 성능, 펌프의 동력, 투자비용, 열교환기 설치 면적 및 실용적인 조건을 고려하여 적합한 SHEX의 선택에 필요한 주요한 정보를 제공할 수 있을 것으로 판단된다.

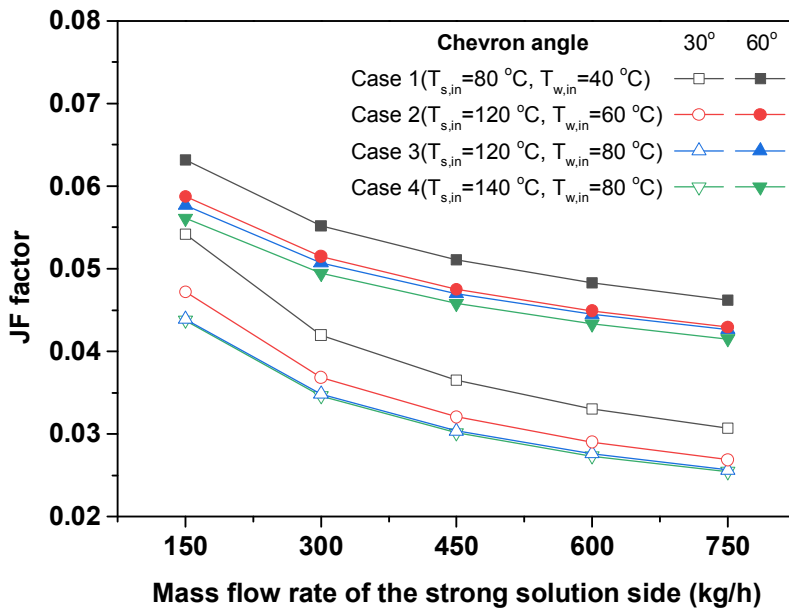


Fig. 4.18 Comparison of JF factor according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

4.3.5. 웨브론 각도에 따른 SHEX의 NTU-유효도 비교

Fig. 4.19와 Fig. 4.20은 웨브론 각도가 60° 와 30° 인 SHEX의 농용액측 질량유량 변화에 따른 유효도(effectiveness)와 NTU-유효도의 관계를 비교하여 보여주고 있다. 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX는 농용액측 질량유량이 450 kg/h까지 증가함에 따라 SHEX의 유효도는 감소한 반면 농용액측 질량유량이 450 kg/h에서 750 kg/h까지 증가함에 따라 유효도는 증가하였다. 이는 농용액측 질량유량이 450 kg/h에 근접함에 따라 희용액과 농용액의 열용량비가 유사해지기 때문이다. 웨브론 각도가 60° 인 SHEX는 웨브론 각도가 30° 인 SHEX에 비해 큰 유효도를 가짐이 확인되었다. 웨브론 각도가 60° 인 SHEX의 유효도의 최소값은 Case 1의 질량유량 300 kg/h에서 0.67이고 최대값은 Case 3 질량유량 150 kg/h에서 0.92로 나타났다. 웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 유효도의 최소값은 Case 1의 질량유량 450 kg/h에서 0.46이고 최대값은 Case 3의 질량유량 150 kg/h 조건에서 0.76이다. 웨브론 각도가 60° 인 SHEX는 유효도가 웨브론 각도가 30° 인 SHEX에 비해 Case 4의 질량유량 150 kg/h 조건에서 최소 20%, 그리고 Case 1의 질량유량 750 kg/h 조건에서 최대 53% 큰 값을 가진다. 이는 웨브론 각도가 60° 인 SHEX가 30° 인 SHEX에 비해 활발한 대류열전달을 가져 PHEX에서 열전달 성능이 높기 때문이다. 즉, 웨브론 각도 60° 인 SHEX는 웨브론 각도가 30° 인 SHEX에 비해 소형화에 유리함을 의미한다. NTU-유효도 그래프를 통해 열교환기의 최적 설계에 대한 지표를 알 수 있다. NTU는 열교환기의 크기 및 열전달 계수에 영향을 미치고 열교환기의 유효도는 실제 열전달률을 결정할 수 있다. 웨브론 각도가 30° 인 SHEX는 NTU가 0.787-1.685인 범위에서 유효도는 0.458-0.759의 범위를 갖는다. 반면 웨브론 각도가 60° 인 SHEX는 NTU가 1.747-3.3의 범위에서 유효도는 0.674-1.685의 범위를 갖는다. 즉, 이는 동일 열량을 갖는 SHEX를 설계시 웨브론 각도가 60° 인 SHEX가

쉐브론 각도가 30° 인 SHEX에 비해 전열면적을 0.45-0.51배 줄일 수 있음을 의미한다.

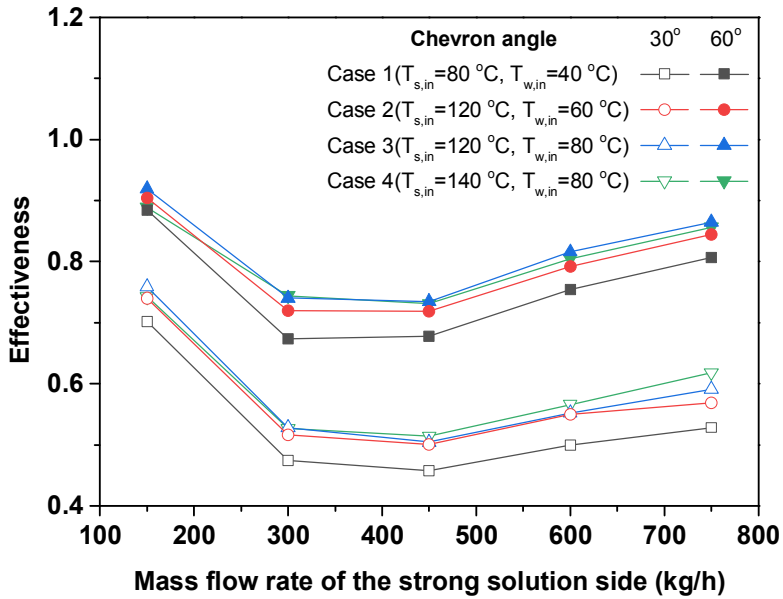


Fig. 4.19 Comparison of effectiveness according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

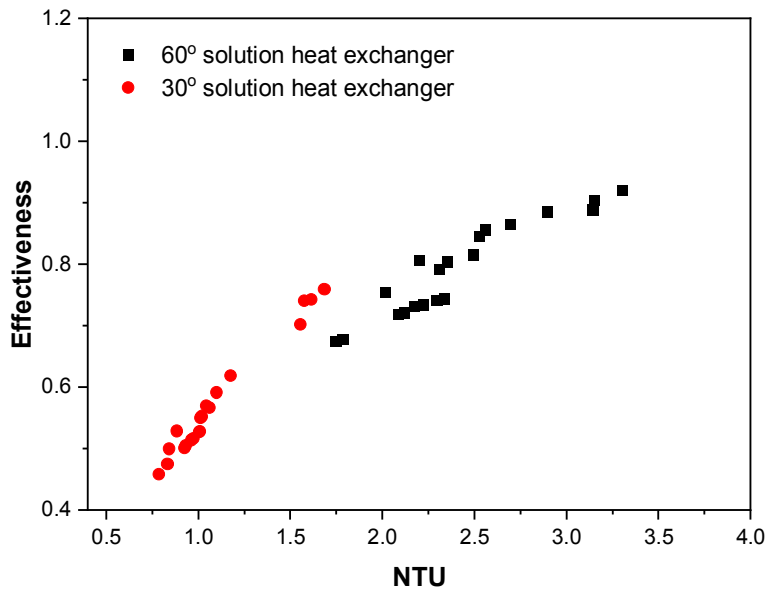


Fig. 4.20 Variation of effectiveness according to NTU

4.3.5. 30° 와 60° SHEX의 성능지수에 대한 비교

Fig. 4.21은 쉘브론 각도가 30° 와 60° 인 SHEX의 농용액 측 질량유량에 따른 성능지수를 비교하여 보여주고 있다. 성능지수는 쉘브론 각도 30° SHEX가 60° SHEX 보다 더 크게 나타났다. Case 4가 제일 큰 성능지수 경향을 가지고 Case 2, Case 3 그리고 Case 1 순으로 작아지는 경향을 보여준다. 쉘브론 각도 30° 의 SHEX는 쉘브론 각도 60° 의 SHEX에 비해 Case 1의 질량유량 300 kg/h에서 최소 138% 그리고 Case 4의 질량유량 750 kg/h에서 최대 221% 큰 성능지수를 보여준다. 성능지수는 농용액 측 입구온도와 희용액 측 입구온도의 온도차가 60°C 인 경우(Case 4, Case 2)가 40°C 인 경우(Case 3, Case 1)보다 크다는 것을 알 수 있다. 이는 펌프의 소비동력은 농용액 측과 희용액 측의 입구온도가 증가함에 따라 감소하게 되는데 열교환량은 농용액 측과 희용액 측의 입구온도의 온도차가 60°C 인 경우가 40°C 인 경우 보다 더 큰 열교환량을 가지고 있기 때문이다. 열교환기의 성능지수는 PHEX의 성능과 열교환기 운전을 위한 펌프의 소비동력에 의한 영향성을 평가할 수 있는 지표이다. 본 논문의 PHEX는 질량유량이 낮은 조건에서 성능지수가 극명하게 나뉘는데 SHEX의 입구측의 온도차가 크고(Case 4, Case 2) 쉘브론 각도가 작을수록 더 큰 성능지수의 값을 가진다. 이를 통해 저유량조건에서 SHEX의 입구 온도 조건에 따라 알맞은 PHEX를 선택할 수 있다. 따라서, 본 실험 결과를 바탕으로 흡수식 냉온수기에서 성능지수를 참고하여 사용자가 해당 운전조건에 맞는 최적의 SHEX를 선정할 수 있을 것으로 기대된다.

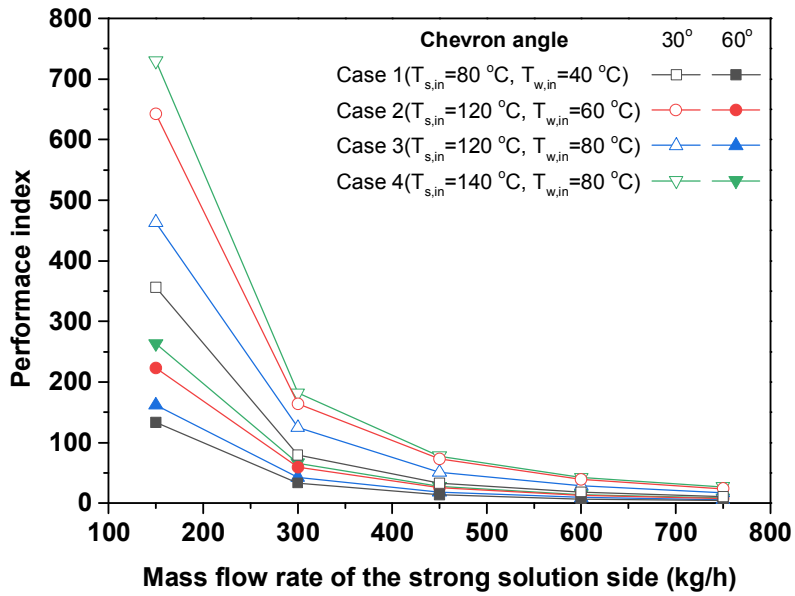


Fig. 4.21 Comparison of performance index according to mass flow rate of the strong solution between 30° and 60° SHEX

제 5 장 용액열교환기 성능 예측 프로그램 개발

제 1 절 프로그램 알고리즘

본 실험을 통하여 얻어진 결과를 바탕으로 PHEX의 열교환기 성능 예측 및 열교환기 크기를 예측하기 위한 프로그램을 개발하였다. 기존에 개발된 판형열교환기의 성능 예측 모델들도 있지만 물/물의 열물성을 기준으로 실험한 결과를 바탕으로 설계된 성능 예측 모델만이 존재한다. 이러한 프로그램은 앞서도 설명하였듯이 실제 LiBr/LiBr의 열교환 특성을 정확히 예측하기 어렵다. 즉, PHEX를 흡수식 냉온수기의 SHEX로 사용할 때 작동유체가 H₂O-LiBr인 열물성을 반영하여 제작된 프로그램은 거의 찾아보기 힘들다. 또한, 판형열교환기의 성능 예측 프로그램은 일반적으로 공개되어 있지 않으며 기존 프로그램에서는 열교환기 성능만을 예측하는 프로그램이 거의 대부분이다. 하지만 본 연구에서 개발된 프로그램을 사용하면 원하는 성능을 확보하기 위한 열교환기의 크기를 예측 할 수 있다. 또한 본 프로그램을 사용하면 판형열교환기의 형상정보와 열교환기 입구 조건을 입력하여 최적 설계를 위해 필요한 판의 개수와 예측되는 성능에 대한 정보를 얻을수 있다. 게다가, 본인이 제공하는 성능예측 모델 외에 공개된 다른 Nu 수 적용 성능 예측 모델을 선택하여 해당 결과를 비교할 수 있다.

본 연구에서 개발된 프로그램의 알고리즘에 대한 순서도는 Fig. 5.1에 제시되어 있으며 자세한 진행과정은 다음과 같다. 먼저, 저온측 입구와 출구온도, 고온측 입구와 출구온도, 저온과 고온측 농도, 작동유체의 질량유량 그리고 판형열교환기의 형상인 Width of plate(W), Length of plate(L), Corrugation depth(b), Corrugation pitch(p), Thickness of plate(t)를 입력 데이터로 지정하여 입력한다. 그리고 EES에 내장된 함수를 이용하여

$H_2O-LiBr$ 의 열물성치를 계산한다. 고온과 저온측의 열전달률을 계산후 평균을 구하고 이를 평균열전달률(\bar{Q})로 정의한다. 열교환기에서 대수평균온도차(T_{LMTD})를 구해서 UA 값을 구한다. 그리고 저온측과 고온측의 열용량을 계산하고 유용도와 NTU를 구해준다. 앞서 구해진 값을 가지고 초기의 판의 개수가 3개일 때의 고온과 저온측의 Reynolds number(Re), 본 연구에서 개발한 Nu 수 상관식으로 계산된 열전달계수(h), 열전달계수에 의해 계산된 총괄열전달 계수(U), 열교환기 전열면적(A)을 계산한다. 여기서 계산된 전열면적(A)로 앞서 대수평균온도차에 의해 계산된 UA 값을 나눠서 얻어진 U를 U_2 로 정의한다. U_2 와 열전달계수에 의해 계산된 U 값의 차이가 발생했을 시 U가 크면 판의 개수를 1개씩 추가하고 U가 작으면 판의 개수를 1개 빼고, 위의 과정을 다시 반복한다. 반복 과정을 거친 후 U와 U_2 의 차이가 1% 이하로 나오면 반복을 마친후 이 때 계산된 결과 값을 활용하여 판형열교환기의 차압을 계산한다.

본 연구에서 개발된 프로그램의 화면을 Fig. 5.2에 제시하였다. 프로그램 사용자를 위해 입력 변수(input parameter)와 판형열교환기의 형상 변수(geometrical information of PHE)를 나누었다. 해당되는 조건을 입력해준 후 계산(calculate)버튼을 눌러주면 결과창(result)에 알고리즘에 의한 방법으로 구해진 판형열교환기의 설계를 위해 필요한 최적 N의 개수가 얻어지고 그때의 N, A, UA, NTU, Effectiveness, 고온과 저온측의 차압, 고온과 저온측의 Re 수가 구해진다.

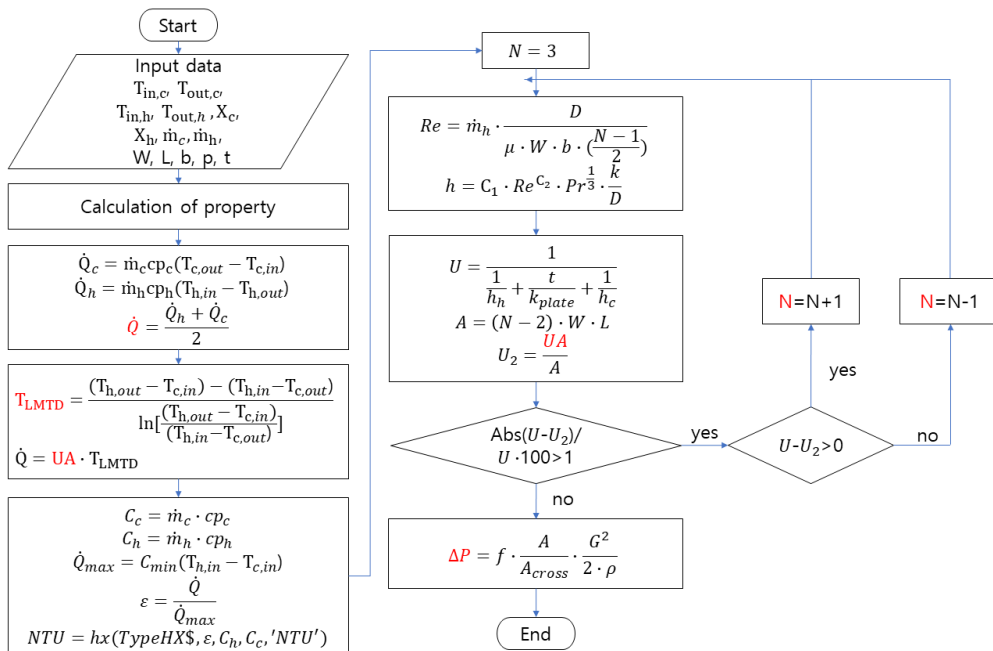


Fig. 5.1 Block diagram of PHEX performance and size prediction program

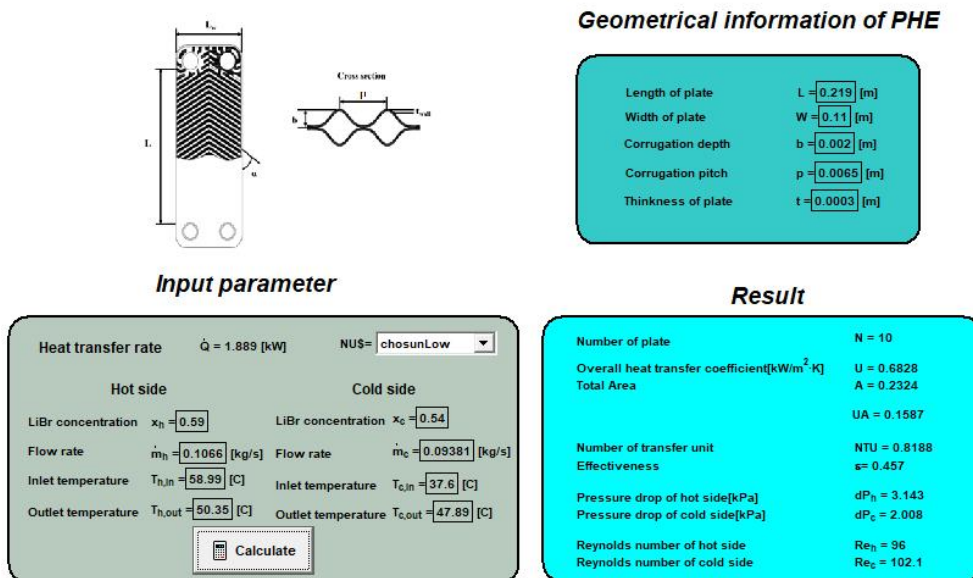


Fig. 5.2 Result screen of PHEX performance and size prediction program

제 7 장 결론

본 논문에서, 흡수식 냉온수기의 구성요소중 하나인 SHEX가 쉘브론 각도가 60° 와 30° 인 PHEX일 경우 대한 열교환 특성 및 압력강하를 LiBr 수용액을 작동유체로 하여 실험적으로 조사하였다. 또한, SHEX의 성능지수를 계산하고 PHEX의 열교환 성능에 대해 평가하였다. 본 실험의 결과를 바탕으로 각 PHEX의 Nu 수 상관식을 도출하고 쉘브론 각도를 고려한 통합 Nu 수 상관식 개발하였다. 본 연구를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

실험결과, 농용액측 질량유량이 증가함에 따라 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX의 열교환량은 4.85 kW에서 11.09 kW로 증가되었으며, SHEX 열교환량은 Case 4, Case 2, Case 3, Case 1 순으로 크게 나타났다. 농용액측의 질량유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수는 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4일 때 각각 1.01-1.94 kW/(m²·°C), 1.13-2.27 kW/(m²·°C), 1.18-2.35 kW/(m²·°C), 1.14-2.30 kW/(m²·°C)로 증가하였다. Case 4의 총괄열전달계수가 대부분의 질량유량 조건에서 Case 3보다 작게 나오는데 이는 열전달률이 Case 4가 높지만 SHEX의 입구 온도가 높기 때문에 대수평균온도차가 Case 4가 더 커짐으로 총괄열전달계수를 구할 때 Case 4가 Case 3보다 더 작은 값을 가지게 되기 때문이다. 차압은 농용액측 질량유량이 증가함에 따라 0.58 kPa에서 9.85 kPa로 증가했다. 또한, SHEX의 입구측 온도가 높을수록 차압이 작게 나타났다. 이는 SHEX의 입구 온도가 Case 1일 때는 H₂O-LiBr의 점도가 0.002266-0.002643 kg/m·s 정도로 큰 상태이고 입구 온도가 Case 4로 갈수록 0.001309-0.00143 kg/m·s 정도의 작은 점도를 가지기 때문이다. 쉘브론 각도가 60° 인 용액열교환기에서 실험의 결과로 얻어진 열전달계수로 Nu 수의 상관식을 wilson plot method를 이용하여 식 (4-13)의 결과를 얻었다. SHEX의 실험으로 얻어진 Nu수 값은 기존 연구들의 Nu 수에 비해 큰 값을 얻었는데 이는 실험에 사용된 PHEX의

형상에 기인한다. 기존 연구자들의 PHEX형상과 다르게 본 연구에서 사용한 PHEX의 형상은 판의 웨브론이 꺾이는 구간이 세로가 아닌 가로축에서 꺾이는 차이가 있다. 이러한 웨브론 각도가 생기는 구간의 차이가 열교환기 내의 대류열전달을 촉진하여 Nu 수 향상에 영향을 준다.

본 연구에서 SHEX로 사용된 웨브론 각도가 30° 인 PHEX는 웨브론 각도가 60° 인 PHEX와 같은 열교환기 길이, 폭, 판의 두께, 판의 개수를 사용하였고 웨브론 각도만 다르다. 웨브론 각도가 30° 인 SHEX는 농용액측의 질량유량이 증가함에 따라 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4의 열전달량은 각각 2.36-4.04 kW, 3.56-7.28 kW, 2.42-5.07 kW, 3.77-7.71 kW로 증가하였다. 웨브론 각도가 30° 인 SHEX는 Case 4가 가장 큰 열전달률을 보여주고 Case 2, Case 3, Case 1가 순서대로 크게 나타났다. 그 이유는 웨브론 각도가 60° 인 SHEX와 같이 Case 4와 Case 2는 SHEX 희용액과 농용액측의 입구 온도의 차가 60°C로 H₂O-LiBr이 열교환 후 입출구의 온도차가 커지면서 더 큰 열전달량을 가지기 때문이다. 총괄열전달계수는 질량유량이 증가하고 SHEX의 입구온도가 증가함에 따라 증가한다. 질량유량이 150 kg/h에서 Case 4의 경우가 Case 3보다 작은 총괄열전달계수를 보였는데 이는 Case 3의 대수평균온도차가 17.06°C 이고 Case 4의 대수평균온도차는 27.73°C으로 Case 3가 훨씬 낮은 대수평균온도차를 가지기 때문이다. 웨브론 각도가 30° 인 SHEX의 농용액측 질량유량이 증가함에 따라 차압은 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 0.21-2.33 kPa, 0.18-1.93 kPa, 0.16-1.81 kPa, 0.16-1.79 kPa로 증가하였다. 하지만 SHEX 입구온도가 상승함에 따라 차압은 감소하였는데 이는 H₂O-LiBr의 점도가 온도가 올라감에 따라 작아지게 되는데 그로 인해 SHEX 내에서 차압이 점도가 클때에 비해 작게 발생하게 된다.

본 연구에서는 웨브론 각도가 30° 와 60° 인 용액열교환기의 열교환 특성을 비교하였다. 웨브론 각도의 영향성은 SHEX의 운전조건에 따라 상이하게 나타났지만, 높은 웨브론 각도는 SHEX의 열교환 성능을

향상시키는 것으로 확인되었다. Case 1-4에서 $Q_{60^\circ}/Q_{30^\circ}$ 의 비는 1.2-1.62 이내이며, 전반적으로 농용액측 질량유량이 450 kg/h에서 600 kg/h일 때 $Q_{60^\circ}/Q_{30^\circ}$ 이 크게 형성됨이 확인되었다. 이는 회용액과 농용액의 열용량비 (C_{\min}/C_{\max})가 450 kg/h에서 600 kg/h이내에서 가장 크게 형성되어, 쉘브론 각도에 의한 대류열전달상에 대한 영향성이 더욱 크기 때문이다. 총괄열전달계수는 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX에서 쉘브론 각도가 30° 인 SHEX보다 1.86-2.48배 크게 나타났다. 쉘브론 각도 60° 인 SHEX의 j factor는 쉘브론 각도 30° 인 SHEX보다 최소 72%에서 최대 180% 높은 값을 보였다. 그리고 두 쉘브론 각도 SHEX 모두 농용액 측과 회용액 측의 입구온도가 낮을수록 높은 j factor를 가졌다. 이는 농용액 측과 회용액 측의 온도가 낮을수록 그리고 쉘브론 각도가 높을수록 SHEX의 열전달 성능이 우수하다는 것을 보여준다. 열전달적인 측면에서 볼 때 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX가 30° 인 SHEX에 비해 높은 열전달 성능을 갖기 때문에 쉘브론 각도가 60° 인 SHEX는 30° 인 SHEX에 비해 작은 전열면적을 가질 수 있으며 이는 열교환기의 소형화가 가능하다는 것을 의미한다. SHEX의 쉘브론 각도가 30° 에서 60° 로 증가함에 따라 f factor는 최소 220%에서 최대 378% 증가함을 확인하였다. 이것은 SHEX의 입구온도가 낮을수록 그리고 쉘브론 각도가 클수록 SHEX에서 차압이 증가한다는 것을 의미한다. Jf factor는 쉘브론 각도가 60° SHEX가 쉘브론 각도 30° 인 SHEX에 비해 크게 형성되며, 이는 60° SHEX가 쉘브론 각도 30° SHEX에 비해 압력강하 증가 대비 열전달 성능이 우수함을 의미한다. 앞서 도출된 PHEX의 Nu 수 상관식을 바탕으로 쉘브론 각도를 고려한 통합 Nu 수 상관식 개발하였고 이는 식 (4-15)에 나와있다. 개발된 Nu 상관식은 10% 범위 내에 실험으로 얻어진 Nu 수 값이 포함되는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 본 연구에서 개발된 쉘브론 각도에 따른 Nu 수 상관식은 열전달 성능이 우수한 PHEX 모델의 Nu 수를 예측하는데 사용될 수 있을 것으로 판단된다. 본 논문의 PHEX는 질량유량이 낮은 조건에서 성능지수가 극명하게 나뉘는데 SHEX의

입구측의 온도차가 크고 웨브론 각도가 클수록 더 큰 성능지수의 값을 가진다. 마지막으로, PHEX의 성능 및 최적의 용량을 설계하는 프로그램을 개발하였으며 해당 프로그램은 실제 열교환기를 선택 시 실험조건에 따른 열교환기의 크기 선정에 도움이 될 것으로 예상된다.

References

- [1] Moya-Rico, J.D.; Molina, A.E.; Belmonte, J.F.; Tendero, J.I.C.; Almendros-Ibáñez, J.A. Experimental characterization of a double tube heat exchanger with inserted twisted tape elements. *Appl. Therm. Eng.* 2020, 174, 115234.
- [2] Li, Q.; Flamant, G.; Yuan, X.; Neveu, P.; Luo, L. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2011, 15, 4855 - 4875.
- [3] Luo, L.; Hoareau, B.; D'ortona, U.; Tondeur, D.; Gall, H. Le; Corbelli, S. Design, fabrication and experimental study of new compact mini heat-exchangers. In *Microreaction Technology*; Springer, 2001; pp. 68 - 69.
- [4] Luo, L.; Fan, Y.; Tondeur, D. Heat exchanger: from micro to multi scale design optimization. *Int. J. energy Res.* 2007, 31, 1266 - 1274.
- [5] Fan, Y.; Luo, L. Recent applications of advances in microchannel heat exchangers and multi-scale design optimization. *Heat Transf. Eng.* 2008, 29, 461 - 474.
- [6] Hajabdollahi, H.; Naderi, M.; Adimi, S. A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic

- viewpoint. *Appl. Therm. Eng.* 2016, 92, 271 - 282.
- [7] Marouf, Z.M.; Fouad, M.A.; Hassan, M.A. Experimental investigation of the effect of air bubbles injection on the performance of a plate heat exchanger. *Appl. Therm. Eng.* 2022, 217, 119264.
- [8] Vlasogiannis, P.; Karagiannis, G.; Argyropoulos, P.; Bontozoglou, V. Air - water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger. *Int. J. Multiph. Flow* 2002, 28, 757 - 772.
- [9] Walraven, D.; Laenen, B.; D'haeseleer, W. Comparison of shell-and-tube with plate heat exchangers for the use in low-temperature organic Rankine cycles. *Energy Convers. Manag.* 2014, 87, 227 - 237.
- [10] Azhar, M.; Siddiqui, M.A. Energy and exergy analyses for optimization of the operating temperatures in double effect absorption cycle. *Energy Procedia* 2017, 109, 211 - 218.
- [11] Maryami, R.; Dehghan, A.A. An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect. *Appl. Therm. Eng.* 2017, 124, 103 - 123.
- [12] Ma, X.; Gao, D.; Liang, D. Improved Control Strategy of Variable Speed Pumps in Complex Chilled Water Systems Involving Plate Heat Exchangers. *Procedia Eng.* 2017, 205, 2800 - 2806.
- [13] Hong, S.W.; Kwon, O.K.; Chung, J.D. Application of an embossed

- plate heat exchanger to adsorption chiller. *Int. J. Refrig.* 2016, 65, 142 - 153.
- [14] Sun, J.; Fu, L.; Zhang, S. A review of working fluids of absorption cycles. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2012, 16, 1899 - 1906, doi:10.1016/j.rser.2012.01.011.
- [15] Banu, P.S.A.; Sudharsan, N.M. Review of water based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2018, 82, 3750 - 3761.
- [16] Papadopoulos, A.I.; Kyriakides, A.-S.; Seferlis, P.; Hassan, I. Absorption refrigeration processes with organic working fluid mixtures -a review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2019, 109, 239 - 270.
- [17] Kang, Y.T.; Kunugi, Y.; Kashiwagi, T. Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. *Int. J. Refrig.* 2000, 23, 388 - 401.
- [18] Berestneff, A.A. Absorption refrigeration. *Mech Eng* 1949, 72, 950.
- [19] Jian, S.; Lin, F.; Shigang, Z. Performance calculation of single effect absorption heat pump using LiBr+ LiNO₃+ H₂O as working fluid. *Appl. Therm. Eng.* 2010, 30, 2680 - 2684.
- [20] Krueger, R.H. Corrosion inhibitors for absorption refrigeration systems 1977.

- [21] Verma, S.K.; Mekhjian, M.S.; Sandor, G.R.; Nakada, N. Corrosion inhibition in lithium bromide absorption fluid for advanced and current absorption cycle machines. *ASHRAE Trans.* 1999, 105, 813.
- [22] Li, Y.; Li, N.; Luo, C.; Su, Q. Thermodynamic performance of a double-effect absorption refrigeration cycle based on a ternary working pair: lithium bromide+ ionic liquids+ water. *Energies* 2019, 12, 4200.
- [23] Saravanan, R.; Maiya, M.P. Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. *Appl. Therm. Eng.* 1998, 18, 553 - 568.
- [24] Iyoki, S.; Uemura, T. Performance characteristics of the water-lithium bromide-zinc chloride-calcium bromide absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer. *Int. J. Refrig.* 1990, 13, 191 - 196.
- [25] De Lucas, A.; Donate, M.; Molero, C.; Villaseñor, J.; Rodríguez, J. F. Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system. *Int. J. Refrig.* 2004, 27, 324 - 330.
- [26] Donate, M.; Rodriguez, L.; De Lucas, A.; Rodríguez, J.F. Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. *Int. J. Refrig.* 2006, 29, 30 - 35.

- [27] Lee, H.-R.; Koo, K.-K.; Jeong, S.; Kim, J.-S.; Lee, H.; Oh, Y.-S.; Park, D.-R.; Baek, Y.-S. Thermodynamic design data and performance evaluation of the water+ lithium bromide+ lithium iodide+ lithium nitrate+ lithium chloride system for absorption chiller. *Appl. Therm. Eng.* 2000, 20, 707 - 720.
- [28] Reyes, R.M.B.; Gómez, V.M.A.; García-Gutiérrez, A. Performance modelling of single and double absorption heat transformers. *Curr. Appl. Phys.* 2010, 10, S244 - S248.
- [29] Srihirin, P.; Aphornratana, S.; Chungpaibulpatana, S. A review of absorption refrigeration technologies. *Renew. Sustain. energy Rev.* 2001, 5, 343 - 372.
- [30] Park, C.W. The present state of enhancing an efficiency of double effect absorption chiller. *Mag. SAREK* 2004, 33, 24 - 28.
- [31] Sun, D.-W. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Convers. Manag.* 1998, 39, 357 - 368.
- [32] Du, S.; Wang, R.Z.; Xia, Z.Z. Optimal ammonia water absorption refrigeration cycle with maximum internal heat recovery derived from pinch technology. *Energy* 2014, 68, 862 - 869.
- [33] Sözen, A. Effect of heat exchangers on performance of absorption

- refrigeration systems. *Energy Convers. Manag.* 2001, 42, 1699 - 1716.
- [34] Abed, A.M.; Alghoul, M.A.; Sirawn, R.; Al-Shamani, A.N.; Sopian, K. Performance enhancement of ejector - absorption cooling cycle by re-arrangement of solution streamlines and adding RHE. *Appl. Therm. Eng.* 2015, 77, 65 - 75.
- [35] Chen, X.; Wang, R.Z.; Du, S. Heat integration of ammonia-water absorption refrigeration system through heat-exchanger network analysis. *Energy* 2017, 141, 1585 - 1599.
- [36] Kaynakli, O.; Kilic, M. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy Convers. Manag.* 2007, 48, 599 - 607.
- [37] Kaushik, S.C.; Bhardwaj, S.C. Theoretical analysis of ammonia water absorption cycles for refrigeration and space conditioning systems. *Int. J. energy Res.* 1982, 6, 205 - 225.
- [38] Rivera, W.; Best, R.; Hernández, J.; Heard, C.L.; Holland, F.A. Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers—I. Single and two stage configurations with heat exchangers. *Heat Recover. Syst. CHP* 1994, 14, 173 - 183.
- [39] Jiménez-García, J.C.; Rivera, W. Parametric analysis on the experimental performance of an ammonia/water absorption cooling system

- m built with plate heat exchangers. *Appl. Therm. Eng.* 2019, 148, 87 - 95.
- [40] Hu, T.; Xie, X.; Jiang, Y. Design and Experimental Study of a Plate-type Falling-film Generator for a LiBr/H₂O Absorption Heat Pump. *Int. J. Refrig.* 2017, 74, 302 - 310, doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.09.024.
- [41] Yoon, J.-I.; Phan, T.-T.; Moon, C.-G.; Bansal, P. Numerical study on heat and mass transfer characteristic of plate absorber. *Appl. Therm. Eng.* 2005, 25, 2219 - 2235.
- [42] Yi, Y.; Hu, T.; Xie, X.; Jiang, Y. The influence of a vertical chevron on corrugated plate on wetting and thermal performance of a detachable plate-type falling film absorber. *Appl. Therm. Eng.* 2020, 179, 115704.
- [43] Jeong, J.Y.; Hong, H. ki; Kim, S.K.; Kang, Y.T. Impact of plate design on the performance of welded type plate heat exchangers for absorption cycles. *Int. J. Refrig.* 2009, 32, 705 - 711, doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.01.028.
- [44] Kim, B.R.; Kim, M.S.; An, S.-K.; Park, C.W. Design of welded chevron plate heat exchanger: application of recuperator in LiBr-water absorption systems. *J. Mech. Sci. Technol.* 2020, 34, 4763 - 4771.
- [45] Kim, H.J.; KIM, J.H.; JEONG, S.S.; Kang, Y.T. Heat transfer and

pressure drop characteristics of plate heat exchanger for absorption application. Proceedings SAREK Conf. 2005, 347 - 352.

- [46] Kwon, O.-K.; Cha, D.-A.; Yun, J.-H.; Kim, H.-S. Performance evaluation of plate heat exchanger with chevron angle variations. *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B* 2009, 33, 520 - 526.
- [47] Song, J.Y.; Lee, J.W.; Kang, Y.T. Comparisons of Nu correlations for H₂O/LiBr solution in plate heat exchanger for triple effect absorption chiller application. *Energy* 2019, 172, 852 - 860, doi:10.1016/j.energy.2019.02.013.
- [48] Song, J.Y.; Park, J.H.; Kang, Y.T. Heat transfer and frictional pressure drop characteristics of H₂O/LiBr solution in plate heat exchangers for triple-effect absorption application. *Appl. Therm. Eng.* 2021, 189.
- [49] Yong, J.; Ham, J.; Kwon, O.; Cho, H. Experimental Investigation of the Heat Transfer Characteristics of Plate Heat Exchangers Using LiBr/Water as Working Fluid. *Energies* 2021, 14, 6761.
- [50] Herold, K.E.; Radermacher, R. Advanced energy systems: absorption heat pumps. *Mech. Eng.* 1989, 111, 68.
- [51] Gosney, W.B. Principles of refrigeration. 1982.
- [52] Fernández-Seara, J.; Sieres, J. The importance of the ammonia pur

- ification process in ammonia - water absorption systems. Energy Conversion and Management. 2006, 47, 1975 - 1987.
- [53] Perez-Blanco, H. Absorption heat pump performance for different types of solutions. Int. J. Refrig. 1984, 7, 115 - 122.
- [54] Holmberg, P.; Berntsson, T. Alternative working fluids in heat transformers. ASHRAE Trans. 1990, 96.
- [55] Macriss, R.A.; Gutraj, J.M.; Zawacki, T.S. Absorption fluids data survey: final report on worldwide data; Oak Ridge National Lab., TN (USA); Institute of Gas Technology, Chicago, IL ..., 1988;
- [56] Modahl, R.J.; Lynch, P.J. Arsenic trioxide corrosion inhibitor for an absorption refrigeration system 1971.
- [57] Iyoki, S.; Uemura, T. Studies on corrosion inhibitor in water-lithium bromide absorption refrigerating machine. Reito 1978, 53, 1101 - 1105.
- [58] Albertson, C.E.; Krueger, R.H. Heat transfer additives for absorption solutions 1971.
- [59] Chi, C.W.; Macriss, R.A.; Rush, W.F. Secondary alcohol additives for lithium bromide-water absorption refrigeration system 1971.
- [60] Elkassabgi, Y.; Perez-Blanco, H. Experimental study of the effects

of alcohol additives in lithium bromide water pool absorbers; Oak Ridge National Lab., TN (USA), 1990;

- [61] Aphornratana, S. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator 1995.
- [62] Vliet, G.C.; Lawson, M.B.; Lithgow, R.A. Water-lithium bromide double-effect absorption cooling analysis. Final report; Texas Univ., Austin (USA). Center for Energy Studies, 1980;
- [63] Ziegler, F.; Kahn, R.; Summerer, F.; Alefeld, G. Multi-effect absorption chillers. Int. J. Refrig. 1993, 16, 301 - 311.
- [64] AHRI Standard 401 (SI). Performance Rating of Liquid to Liquid Heat Exchangers. 2015, 401, 16.
- [65] Klein, S.A. Operating Manual. Engineering Equation Solver (EES). 2007.
- [66] Manu, S.; Chandrashekar, T.K. A simulation study on performance evaluation of single-stage LiBr - H₂O vapor absorption heat pump for chip cooling. Int. J. Sustain. Built Environ. 2016, 5, 370 - 386.
- [67] Jafari, A.; Sadeghianjahromi, A.; Wang, C.-C. Experimental and numerical investigation of brazed plate heat exchangers - A new approach. Appl. Therm. Eng. 2022, 200, 117694.

- [68] Simon III, J.R.; Bandhauer, T.M. An experimentally validated evaporative phase change heat transfer model for low mass flux applications using R134a in plate heat exchangers. *Int. J. Refrig.* 2021, 131, 604 - 614.
- [69] Zendejboudi, A.; Ye, Z.; Hafner, A.; Andresen, T.; Skaugen, G. Heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ in brazed plate heat exchangers of the tri-partite gas cooler. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2021, 178, 121641.
- [70] Anitha, S.; Thomas, T.; Parthiban, V.; Pichumani, M. What dominates heat transfer performance of hybrid nanofluid in single pass shell and tube heat exchanger? *Adv. Powder Technol.* 2019, 30, 3107 - 3117.
- [71] Jassim, E.I.; Ahmed, F. Assessment of nanofluid on the performance and energy-environment interaction of Plate-Type-Heat exchanger. *Therm. Sci. Eng. Prog.* 2021, 25, 100988.
- [72] Kabeel, A.E.; Abou El Maaty, T.; El Samadony, Y. The effect of using nano-particles on corrugated plate heat exchanger performance. *Appl. Therm. Eng.* 2013, 52, 221 - 229.
- [73] Ham, J.; Kim, M.; An, S.; Cho, H. Performance Comparison of a Welded Plate Heat Exchanger and Shell and Tube Heat Exchanger with Same Heat Transfer Area. 2019, 15, 46 - 54.

- [74] Moffat, R.J. Describing the uncertainties in experimental results. *Exp. Therm. fluid Sci.* 1988, 1, 3 - 17.
- [75] Zheng, D.; Wang, J.; Chen, Z.; Baleta, J.; Sundén, B. Performance analysis of a plate heat exchanger using various nanofluids. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2020, 158, 119993, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119993.
- [76] Muley, A.; Manglik, R.M. Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. 1999.