

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 54(3) (2022) 107-110 DOI: 10.22060/mej.2021.20091.7165

Simulation of a Forced Multiple Effect Brine Concentration Process

A. Forouzi Feshalami, R. Kouhikamali*

Department of Mechanical Engineering, Guilan Universit, Rasht, Iran

ABSTRACT: Brine Concentration is a comprehensive process and has an effective role in reducing environmental pollution due to desalination plant wastewater. In this study, the equations, for feedforward forced convective falling film brine concentrators, with the desired number of effects and thermal vapor compression have been solved by MATLAB code. Thermodynamic modeling results of a two stage brine concentrator represented that 6.25 ton/hr feed with 90000 ppm concentration produces 5 ton/hr fresh water and 1.25 ton/hr wastewater with 450000 ppm concentration. The gained output ratio of plant is 2.63 and the specific heat transfer area is 74.3 m2s/kg. Also, by thermohydraulic modeling, to control the sediment rate with the limitations of allowable pressure drop and stream velocity in different tube lengths and diameters and evaporator number of passes, heat transfer area and the number of tubes have been calculated. Finally, the effects of design variables on gained output ratio and specific heat transfer area are investigated. The results represented that effects number, feed, and driving steam temperature are the three most important variables since increasing the effects number causes a 17% increase in gained output ratio and 23.5% increase in the specific heat transfer area. Increasing 1 C in feed and motive vapor temperature lead to a 2.5% increase and 3% decrease in the specific heat transfer area. But these two don't have any effect on gained output ratio.

1-Introduction

In recent years, population rapid growth and industrial development have led to an increasing need for fresh water.[1] With global desalination capacity, waste water of desalination plants has become an environmental threat. The number of water resources with the strict rules on effluent streams of industrial units has led to more emphasis on the process which has higher recovery. A sustainable method for brine treatment is to develop a Zero Liquid Discharge (ZLD) process, which is consists of Multiple Effect Distillation (MED) and evaporative crystallization [2]. This process concentrates brine with a high rate of salinity in order to get salt cake and more fresh water from the brine.

Researchers investigate the feasibility of promoting conventional desalination system to the ZLD process. Sagharichiha et al. [1] represented thermohydraulic modeling for a feed forward multiple effect evaporators and investigated the effects of different design variables on Gained Output Ratio (GOR) and Specific Heat Transfer Surface Area (SHSA). Najafi et al. [3] represented a thermo-economic evaluation of hybrid solar energy supply in a ZLD plant in the capital of Iran, Tehran city weather conditions based on the seasonal weather data. Azimibavil and Jafarian [4] studied seven remarkable evaporative heat transfer correlations and then a thermo-economic model of brine concentrator unit in **Keywords:** Brine concentrator unit Falling film evaporator Thermodynamic and thermohydrau-

Review History:

Received: May, 26, 2021

Revised: Aug. 28, 2021

Accepted: Aug. 29, 2021 Available Online: Sep. 09, 2021

lic design

Forced convective flow

the ZLD process was investigated. Chen et al.[2] conducted a thermodynamic analysis of the ZLD process to define the SHSA, specific heat consumption, and second law efficiency.

2- Process Description

The MED system consists of a number of evaporators and separators, a condenser, and a Thermo compressor for Thermal Vapor Compression (TVC). The main feed stream (F) that is brine from other desalination plants, is fed into the separator and then by a recycle flow (R_1) , is divided into the tubes of the first effect. An external heat source steam called driving steam is directed to the shell side of the first effect to heat up and partially evaporate the feed. The produced vapor is divided into two streams. One is used as the heat source of the second effect and is directed to its shell side and another one is entrained by the Thermo compressor. While the unevaporated brine (W_1) at the bottom of the first effect constitutes the second effect feed. Shell side vapor is condensed and produces the first effect of fresh water (D_1) . Each effect has a lower pressure than the previous one so that vapor from each effect can be condensed in the next effect. The condensation heat is transferred to the feed to induce evaporation. The last effect vapor is condensed in a condenser and the brine leaving the last effect is fed into the crystallizer. In this study, a feed forward forced convective multiple

*Corresponding author's email: kouhikamali@guilan.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.



Fig. 1. Thermocompressor inputs and outputs flow

effects falling film brine concentrator with vertical tube is investigated. Compared with the other analyzes reported in the literature, this study contains more aspects of analyzing includes thermodynamic, thermohydraulic, and parametric study. Its novelty is to study the heat transfer area and tubes number of each effect in different tube lengths, diameters, and passes number with the limitations of allowable pressure drop and stream velocity in order to minimize the sediment rate.

3- Mathematical Modeling

The performance of the proposed ZLD process is evaluated via mathematical modeling. First, a process model is developed to access its thermodynamic efficiency and then the heat transfer area is studied by thermohydraulic analysis. In order to achieve these goals, mass and energy balance and other auxiliary equations for various components are proposed. The most important assumption which is considered are as follows:

The equations are in steady state form.

Thermocompressor is located at the first effect.

Non Condensable Gases (NCG) and their effects are not considered.

The component heat losses are not considered.

A schematic diagram of the thermocompressor is shown in Fig. 1.

Eqs. (1) and (2) represent entrainment ratio correlation and mass balance for thermocompressor.

$$ER = \frac{V_{SUCTION}}{V_{MOTIVE}}$$
(1)

$$V_{MOTIVE} + V_{SUCTION} = V_0 \tag{2}$$

A schematic diagram of the evaporator is shown in Fig. 2 and Eqs. (3) to (9) represent evaporators governing equations.

$$V_{i-l} + D_{i-l} = D_i$$
 (3)

$$W_{i-1} = V_i + W_i \tag{4}$$

$$W_{i-1}x_{W_{i-1}} = W_i x_{W_i}$$
(5)



Fig. 2. Schematic of effects inputs and outputs flow.

$$V_{i-l}h_{V_{i-l}} + D_{i-l}h_{D_{i-l}} + W_{i-l}h_{W_{i-l}} = V_ih_{V_i} + D_ih_{D_i} + W_ih_{W_i}$$
(6)

$$T_{W_i} = T_{V_i} + BPE_i + \Delta T_{friction} \tag{7}$$

$$T_{V_{i-i}} - T_{W_i} - BPE_i - \varDelta T_{friction} = \varDelta T_i$$
(8)

$$PEP_i = \frac{V_i}{R_i} \tag{9}$$

Eqs. (10) to (13) represent other governing equations.

$$\beta = \frac{P}{F} \tag{10}$$

$$\beta = \frac{x_{W_n} - x_F}{x_{W_n}} \tag{11}$$

$$\left(V_{n} - V_{c}^{*}\right)h_{V_{n}} + D_{n}h_{D_{n}} - \left(V_{n} + D_{n}\right)h_{D_{c}} = M_{CW}\left(h_{CW_{out}} - h_{CW_{in}}\right)$$
(12)

$$V_{c}^{*}h_{V_{n}} = F(h_{F_{2}} - h_{F_{1}})$$
(13)

4- Results and Discussion

The results of a two-effect plant are divided into three parts. The first one reports thermodynamic results which are mass flow rate, temperature, and concentration of different streams. It shows that 1.89 ton/hr motive steam is required for recovering 5 ton/hr fresh water from 6.25 ton/hr feed. So

Table 1. Results validation table

parameter	present work	(A&J)[4]	ξ%
Driving steam	2.98	2.97	0.3%
Feed	10.71	10.71	0.0%
Cooling water	68.61	79	13.1%
Motive vapor	1.85	1.78	3.8%
TVC suction	1.13	1.09	3.5%
GOR	3.64	3.55	2.5%
Product temp.	52	50	3.8%
Brine	[8.6 6.3 3.9]	[8.6 6.3 3.9]	0.0%
Distilled water	[2.9 5.1 7.3]	[2.9 5.1 7.3]	0.0%
Vapor	[2.1 2.2 2.3]	[2.1 2.2 2.3]	0.0%
Recycle	[53 56 59]	[53 56 58]	0.8%
Brine temp.	[67 61 54]	[67 61 53]	1.4%
Brine concentration	[0.1 0.15 0.24]	[0.1 0.15 0.24]	0.0%

the GOR value of this plant is 2.63. Also, distilled fresh water mass flowrate increase 42%, brine stream decrease 55%, and salinity of brine increased 125% when they pass through the effects.

The results have also been validated with that reported by Azimibavil and Jafarian (A&J) [4] as Table 1. In this table, flowrate values are in ton/hr and temperature values are in C. The last column ξ represents the error percentage.

The second part is thermohydraulic results which report heat transfer area and tubes number of each effect and condenser in different tube lengths and diameters with the limitation of allowable pressure drop and stream velocity. In 1" constant tube diameter, increasing tube length from 3m to 4m leads to 42.3% and 54.7% increase in stream velocity and pressure drop and 7.4% and 30.5% decrease in heat transfer area and tubes number. Also in the 4m constant tube length, increasing tube diameter from 1" to 1.25" leads to a 27.9% decrease in stream velocity, 16.9% decrease in pressure drop, 12.8% decrease in the number of tubes, and 9.6% increase in the heat transfer area. So the SHSA value of this plant is 74.3 m²s/kg. Finally, a parametric study is conducted to investigate the influences of design variables on GOR and SHSA values. The important results of this part are as follows:

Variation of effect number by one leads to a 17% increase in GOR and a 23.5% increase in SHSA value.

1 °C feed temperature rising leads to 2.5% increase in SHSA but its effect on GOR value is ignorable.

Increasing 1 °C in driving steam temperature leads to a 0.1% decrease in GOR and 3% in SHSA value.

Increasing feed salinity by 1% leads to a 0.5% decrease in GOR value and a 0.3% increase in SHSA.

A 10% increase in recovery ratio (β) leads to a 1.5% increase in GOR value but the effect on SHSA is ignorable.

Increasing the thermocompressor entrainment ratio by 0.1 leads to a 3.5% increase in GOR value.

5- Conclusion

This study focused on mathematical modeling of multiple effect brine concentrator systems with vertical tube falling film evaporators as the main part of the ZLD process. A thermodynamic analysis was first performed to calculate the mass flow rate and temperature of different streams and then calculate the GOR value as an important result of the present work. In the second step, thermohydraulic analysis was conducted to investigate the influences of tubes diameter and length on heat transfer area and number of tubes and then calculate the SHSA as another important result of this study. Finally, the parametric study was conducted and shows that the number of effects, feed, and driving steam temperature are the three most important design variables of all and have a key role in plant performance.

References

- [1] Morteza Sagharichiha, Ali Jafarian, Mehrdad Asgari, Ramin Kouhikamali, Simulation of a forward feed multiple effect desalination plant with vertical tube evaporators, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 75 (2014) 110-118.
- [2] Qian Chen, Muhammad Burhan, Muhammad Wakil Shahzad, Doskhan Ybyraiymkul, Faheem Hassan Akhtar, Yong Li, Kim Choon Ng, A zero liquid discharge system integrating multi-effect distillation and evaporative crystallization for desalination brine treatment, Desalination, 502 (2021) 114928.
- [3] Ahmadreza Najafi, Ali Jafarian, Jamal Darand, Thermoeconomic evaluation of a hybrid solar-conventional energy supply in a zero liquid discharge wastewater treatment plant, Energy Conversion and Management, 188 (2019) 276-295.
- [4] Saeed Azimibavil, Ali Jafarian, Heat transfer evaluation and economic characteristics of falling film brine concentrator in zero liquid discharge processes, Journal of Cleaner Production, 285 (2021) 124892.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Forouzi Feshalami, R. Kouhikamali, Simulation of a Forced Multiple Effect Brine Concentration Process, Amirkabir J. Mech Eng., 54(3) (2022) 107-110.

DOI: 10.22060/mej.2021.20091.7165



This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۴، شماره ۳، سال ۱۴۰۱، صفحات ۵۰۹ تا ۵۳۰ DOI: 10.22060/mej.2021.20091.7165

مدلسازی فرآیند تغلیظ چند مرحلهای اجباری شورابه

عباس فروزي فشالمي، رامين كوهي كمالي*

دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران.

خلاصه: تغلیظ شورابه بدون تخلیهٔ پساب، فرآیندی جامع از نظر شبیهسازی عملکرد است و نقش موثری در کاهش آلودگی زیست محیطی پساب خروجی از آب شیرین کنها دارد. در پژوهش حاضر معادلات حاکم بر اجزای تغلیظ کننده یلایه ریزان چند مرحلهای شورابه، تحت جریان جابجایی اجباری، تغذیهٔ پیشرو، تعداد مراحل دلخواه و فشردهسازی بخار حرارتی در نرمافزار متلب مدل سازی شده است. نتایج مدل سازی ترمودینامیکی تغلیظ کننده ی دو مرحلهای نشان داد که از ۲۵/۲۸ ton/hr پساب با غلظت ton/۹۰۰۰۰ pm مطح مخصوص انتقال حرارت ۳/۲۵ ton/hr شورابه با غلظت ۴۵۰۰۰۰ و مرحله حاصل شده است. نسبت بازده ی خروجی این واحد ۳۶/۲ و مطح مخصوص انتقال حرارت ۳/۲۷ است. همچنین با مدل سازی ترموهیدرولیکی، جهت کنترل رسوب و با افت فشار و سرعت جریان مجاز، به ازای طولها، قطرها و گذرهای مختلف لولهها، سطح انتقال حرارت و تعداد لولههای تبخیر کنندهٔ هر مرحله محاسبه شده است. در انتها تأثیر پارامترهای طراحی بر بازده و سطح مخصوص انتقال حرارت و تعداد لولههای تبخیر کنندهٔ هر مرحله محاسبه پساب تغذیه و دمای بخار راهانداز، سه پارامتر مهم در طراحی فرآیند است. افزودن یک مرحله، موجب افزایش ۱۷ درصدی بازده و پساب تغذیه و دمای بخار راهانداز، سه پارامتر مهم در طراحی فرآیند است. افزودن یک مرحله، موجب افزایش ۱۷ درصدی بازده و مرارت و افزودن ۱ درجه دمای بخار راهانداز، سب کاهش ۳ درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت برسی شد. مشاهده شد که تعداد مراحل، دمای چرارت و افزودن ۱ درجه دمای بخار راهانداز، سب کاهش ۳ درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت بر بازده نو شرای در حمی محصوص انتقال

تاریخچه داوری: دریافت: ۱۴۰۰/۰۳/۰۵ بازنگری: ۱۴۰۰/۰۶/۰۶ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۶/۰۷ ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۶/۱۸

کلمات کلیدی: واحد تغلیظ شورابه تبخیرکنندهی لایه ریزان طراحی ترمودینامیکی و ترموهیدرولیکی جریان جابجایی اجباری

۱ – مقدمه

افزایش جمعیت جهان و رشد نیاز صنایع به آب شیرین با حداقل شوری، بیانگر تقاضای قابل توجه مصرف کنندگان آب شیرین است که توجه محققان و مهندسان را به خود جلب کرده است [۱]. از حدود ۲/۸ میلیارد نفر جمعیت ساکن در زمین، ۱/۴ میلیارد نفر در مناطق خشک زندگی کرده و با کمبود آب شیرین مواجه هستند. در سالهای اخیر و در کشور ما ایران، مردم استانهای جنوبی به خوبی این کمبود را لمس کردهاند. اگر چه منابع آبی موجود در جهان قابل توجه است، اما به سبب شوری آب دریاها و میزان املاح آنها، این آبها به خودی خود و بدون طی فرآیند، قابلیت مصرف ندارند. بنابراین باید استفاده از آب شور دریاها، منابع آبهای زیر زمینی، پسابها و آبهای روان در دستور کار قرار گیرد [۲].

به دلیل اهمیت گستردهای که تولید آب شیرین در کشور و به خصوص در مناطق مجاور دریا دارد، تحقیقات و مطالعات زیادی بر روی سیستمهای

* نویسنده عهدهدار مکاتبات: kouhikamali@guilan.ac.ir

بهینه شده و روش های کارآمد و نوینی از جمله دیدگاه فرآیند شیرین سازی آب دریا بدون تخلیه ی پساب^۱ معرفی و مدل سازی شده است. مقصود از پساب در پژوهش حاضر، آب با املاح یا شوری بالاتر از حد متعارف است که قابلیت مصرف مستقیم را ندارد و حاوی کلرید سدیم، بی کربنات کلسیم، سولفات منیزیم، سولفات کلسیم و سایر نمک های موجود در آب دریا است. آب شیرین کن های رایج در ازای ورود مقدار مشخصی از آب دریا با غلظت معین، مقداری آب شیرین و مقدار شورابه با غلظت بالای نمک به دست می دهند. این شورابه در انتهای فرآیند به دریا بازگردانده و تخلیه می شود که خود موجب آلودگی های زیست محیطی دریا و تغییر در غلظت آن و کاهش بازدهی سیستم آب شیرین کن در بلند مدت است. روش های شیرین سازی بدون پساب خروجی، فرآیندهایی مبتنی بر استفاده ی مجدد^۲ و بازگشت

آب شیرین کن طی۵۰ سال اخیر صورت گرفته است. این روش ها به تدریج

(Creative Commons License) حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) کی ایک کی ایک مردمی (Creative Commons License) دیدن فرمائید. By NC

¹ Zero Liquid Discharge (ZLD)

² Reuse

پساب^۱ به چرخهٔ شیرینسازی است. به صورتی که خروجی این فرآیند، عاری از پساب به حالت مایع باشد و یا به عبارت دیگر محصول خروجی این سیستم آب شیرین کن شامل آب شیرین و پودر نمک جامد است که علاوه بر شیرینسازی آب دریا، ارزش افزودهای از طرف فروش پودر نمک جامد به همراه دارد. از جمله نخستین موارد استفاده از این سیستم در نیروگاه ۷۵۰ مگاواتی در ناحیه ی کم آب جنوب کالیفرنیا است که در ساخت آن از این روش به منظور غلبه بر مشکل کمبود آب شیرین مصرفی استفاده شده است [۲].

فرآیندهای شیرین سازی بدون تخلیهی شورابه به سبب غلبه بر هزینههای ناشی از این میزان تغلیظ آب دریا، شامل دو سیستم متوالی تغلیظ کنندهی پساب^۲ و بلورساز^۳ است. تغلیظ کنندهی پساب، معمولاً یک تبخیر کنندهی یک یا چند مرحلهای شامل مبدلهای حرارتی با جریان لایهی ریزشی^۴ است. این تبخیر کنندهها در مدلهای اولیهی موجود یک مرحلهای بوده اما به تدریج در صنایع بزرگ و با حجم خوراک بالا، جهت افزایش راندمان کلی و بازدهی اقتصادی، به صورت تبخیر کنندههای چند مرحلهای طراحی شده است.

با توجه به مزیت نسبی این سیستم تغلیظ پساب، مطالعات بسیاری در این خصوص صورت گرفته است. به عنوان نمونهای از این مطالعات، العلی^۵ [۳] عملکرد بهینه برای سیستم شیرینسازی آب به کمک تبخیرکنندههای چند مرحلهای با تغذیهٔ پیشرو و همچنین استفاده از ترموکمپرسور جهت افزایش فشار بخار ورودی در این تبخیرکنندهها را مورد بررسی قرار داد. همراه با تراکم بخار حرارتی^۸ پرداختند. فرضهای اساسی مدل آنها، ثابت بودن سطح انتقال حرارت هر مرحله، مشخصات فیزیکی آب تغذیه و عدم استفاده از پیش گرمکن آب تغذیه بود. همچنین آنها مقایسهای بین این روش و سایر روشهای حرارتی شیرینسازی آب ارائه دادند. درویش^{*} و هدیک^{۰۰} [۵]، مدل خود را بر پایهی مشخصات فیزیکی سیستم و محاسبهی

تونلی و همکاران'' [۶] به منظور شبیهسازی تبخیر کنندههای چند مرحلهای، یک ابزار محاسباتی بر پایه ییک مدل ریاضی معرفی کردند و نتایج خود را با نمونهی تجربی مقایسه کرده و جواب مطلوبی گرفتند. هانبوری^{۱۲} [۷] یک راه حل در شرایط پایا برای معادلات عملکرد یک سیستم شیرین سازی آب چند مرحلهای" ارائه داد. فرض اساسی او در این مطالعه، تغییر خطی ضريب انتقال حرارت بود. علی^{۱٬} و فيکی^{۱٬} [۸] مدل رياضی يک سيستم تبخیر چند مرحلهای را با در نظرگیری اثر پارامترهایی همچون دمای مرحلهی اول، تعداد مراحل و مقاومت رسوب بر ضریب عملکرد سیستم و سطح انتقال حرارت بررسی کردند. رحمان و همکاران ۱۶ [۹] نیز با یک مطالعهی تجربی، تغلیظ و تبخیر آب دریا در داخل لولههای تبخیرکنندهی تک مرحلهای با ۱۷۵ لولهی ۵۰ سانتیمتری را مورد بررسی قرار دادند و تطابق خوبی بین مدل تجربی و مدل تحلیلی خود یافتند. پارامالینگام^{۱۷} [۱۰] نیز اثر افزایش فشار ترموکمپرسور بر نسبت بهرهوری خروجی^{۸۰} را در مدل تبخیرکنندهی چند مرحلهای خود مورد بررسی قرار داد. خادمی و همکاران [۱۱] با حل معادلات جرم و انرژی برای شرایط پایا، به شبیهسازی و سیس بهینهسازی فرآیند تقطیر چند مرحلهای پرداختند. در این بررسی پارامترهای دبی و دمای جریان تغذیه و فشار چگالنده بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرارگرفت. آنها همچنین با بهرهگیری از الگوریتم بهینهیابی ژنتیک، یک مدل اقتصادی بهینه برای سیستم مورد مطالعه ارائه دادند. پارک و همکاران ۱۴ [۱۲] انواع آرایش لولههای تبخیرکنندهها به منظور افزایش میزان انتقال حرارت را بررسی کردند و به وسیله ی روشهای تجربی نشان دادند که استفاده از لولههای خمیده و شیاردار باعث افزایش ۵ تا ۱۰ برابری میزان انتقال حرارت در مبدل خواهد شد. همچنین کیم^{۲۰} با بهرهگیری از یک روش عددی نشان داد که در حالتی که آب تغذیه در دمای اشباع وارد لولههای تبخیر کننده شود، بازدهی سیستم افزایش می یابد. همچنین او تأثیر ضخامت لایهی پاششی را بر انتقال حرارت بررسی کرد و نشان داد ضخامت آن به رژیم جریان بستگی دارد. در سالهای اخیر از

تبخیر کنندههای لایه ریزان عمودی در صنایع غذایی به خصوص صنایع شیر

- 12 Hanbury
- 13 Multi Effect Desalination
- 14 Narmine H. Aly
- 15 K.El-Fiqi
- 16 Rahman et al.
- 17 Paramalingam
- 18 Gained Output Ratio (GOR)
- Park et al.
 Kim

- 1 Recycle
- 2 Brine Concentrator (BC)
- 3 Crystallizer
- 4 Falling film
- 5 G. Aly
- 6 El-Dessouky
- 7 Assassa
- 8 Multi Effect Evaporation with Thermal Vapor Compression (MEE-TVC)
- 9 Darwish
- 10 El-Hadik

¹¹ Tonelli et al.

و لبنیات استفادههای بسیاری شده است. گالون آنجلس و همکاران [۱۳] یک تبخیر کننده ی چند مرحله ای لایه ریزان همراه با تراکم بخار حرارتی را برای یک صنعت غذایی مورد مطالعه قرار دادند و نتایج حاصل از مدل سازی را با اطلاعات گرفته شده از صنعت مقایسه نمودند. ساقری چی ها و همکاران [۱۴] یک مدل ترموهیدرولیکی از یک تبخیرکنندهی چند مرحلهای با تغذیه پیشرو را ارائه کردند و اثر پارامترهای مختلف ساختاری بر نسبت بهرموری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت^۲ را مورد بررسی قرار دادند. هجیبی و همکاران" [۱۵] نیز در مدلسازی خود به مقایسهی خروجیها در دو آب شور تغذیه با غلظت ۱۵۰۰۰ میلی گرم در لیتر و غلظت بیشتر از ۱۰۰۰۰ میلی گرم در لیتر پرداختند و مشاهده کردند که با افزایش غلظت آب تغذیه، سطح مخصوص انتقال حرارت افزایش می یابد. نجفی و همکاران [۱۶] به مدلسازی ترمودینامیکی – اقتصادی سیستم نمکزدایی با ترکیب انرژی خورشیدی و تغلیظ کننده ی شورابه بدون تخلیه ی پساب بر اساس شرایط جوی تهران در چهار فصل سال پرداخته و اثر مصرف انرژی را در حضور و غیاب یارانهی انرژی مورد بررسی قرار دادند. عظیمی باویل و جعفریان [۱۷] به تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی یک تغلیظ کننده ی لایه ریزان به عنوان بخشی از فرآیند تغلیظ شورابه بدون تخلیهی پساب پرداختند. آنها همچنین اثر روابط مختلف ضریب انتقال حرارت در بخش تبخیر داخل لوله و چگالش بیرون لوله را بررسی کردند. چن و همکاران ۱۸] به مدلسازی تغلیظ پساب با غلظت نمک ۷۰۰۰۰ ppm پرداختند و انرژی حرارتی مصرفی مخصوص، سطح مخصوص انتقال حرارت و بازدهي قانون دوم ترموديناميك را محاسبه کردند.

تغلیظکنندههای بدون تخلیهی پساب را میتوان نسل جدید فرآیند نمکزدایی در نظر گرفت. چرا که در مقایسه با روشهای سنتی میزان بازیافت بالاتری دارند و اکثر شرکتهای متخصص در زمینه فناوریهای نمکزدایی و تصفیهی آب، برنامهی آتی خود را دستیابی به فناوریهای بدون تخلیهی پساب ترسیم نمودهاند. در این پژوهش، علاوه بر تشریح عملکرد و طراحی ترمودینامیکی و ترموهیدرولیکی یک سیستم تغلیظکنندهی پساب، تأثیر تغییر پارامترهای عملکردی بر مشخصات فنی و عملکرد سیستم بررسی شده است. نوآوری پژوهش حاضر بررسی ترموهیدرولیکی فرآیند تغلیظ چند مرحلهای پساب به ازای ابعاد و گذرهای مختلف لولههای

تبخیرکنندهها و همچنین مطالعهی پارامتری کمیتها و متغیرهای طراحی این مجموعهی تغلیظ کنندهی پساب و اثر آنها بر دو پارامتر بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت است.

۲- تشريح فرأيند

در این تحقیق به بررسی یک واحد تبخیر کننده ی چند مرحلهای با تراکم بخار حرارتی و تغذیه ی پیشرو و تحت جریان جابجایی اجباری پرداخته شده است که تعداد مراحل آن توسط کاربر به عنوان ورودی مسئله اعمال میشود. لازم به ذکر است که واحدهای بدون تخلیه ی پساب معمولاً بخشی تحت عنوان پیش تصفیه دارند. از جمله این فرآیندهای پیش تصفیه میتوان به اسمز معکوس⁶ و الکترودیالیز^۶ اشاره کرد. به عبارت دیگر، محصول فرآیندهای پیش تصفیه به عنوان تغذیه ی واحد تغلیظ بدون پساب در نظر گرفته میشوند. پس از تکمیل فرآیند در تبخیرکنندههای چند مرحلهای، پساب خروجی وارد بلورساز میشود تا تخلیه ی شورابه وجود نداشته باشد. به دلیل ارتباط کم پیش تصفیه و بلورساز با اهداف این تحقیق، محاسبات مربوط به این دو بخش در نظر گرفته نشده است [۱۴].

در تغلیظ کننده ی پساب که تبخیر کنندههایی با جریان لایه ریزان هستند، آب شور دریا به عنوان مادهی سرد در لولههای تبخیرکننده و بخار آب فوق گرم از طرف یک دیگ بخار یا هر منبع حرارتی دیگری پس از تبدیل به حالت اشباع توسط دی سوپرهیتر^۷، به عنوان ماده یگرم در سمت پوسته جریان می یابد. این فرآیند برای یک تبخیر کننده یدو مرحله ای لایه ریزان در شکل ۱ نمایش داده شده است. پساب موجود در لولههای تبخیر کننده، گرمای مورد نیاز برای تبخیر را از بخار موجود در پوسته دریافت میکند. در نتیجهی این انتقال حرارت، بخشی از آب درون لوله ها بخار شده و بخار بیرون لولهها چگالش می یابد و به صورت لایه ی ریزان بیرون لوله ها تحت گرانش شروع به ریزش می کند. بخار مصرفی مرحله ی اول از یک دیگ بخار تأمین شده اما از مراحل بعد، به منظور صرفهجویی در هزینه و مصرف انرژی، بخار تولیدی در سمت لوله و خروجی از جداساز به عنوان بخار مصرفی مرحلهی بعد در سمت پوسته مورد استفاده قرار می گیرد. باقیماندهی آب تغذیهی تبخیر نشده در داخل لولهها به عنوان پساب تغذیه و به صورت پیشرو وارد لولههای تبخیرکنندهی بعدی می شود. در نهایت آب شیرین حاصل از چگالش بخار، روی سینیها جمعآوری میشود. به منظور بازیابی بالاتر، بخشی از یساب هر

¹ Galvan-Angeles et al.

² Specific Heat transfer Surface Area (SHSA)

³ Hajibi et al.

⁴ Chen et al.

⁵ Reverse Osmosis (RO)

⁶ ElectroDialysis (ED)

⁷ Desuperheater



شکل ۱. شماتیک فراًیند دو مرحلهای تغلیظ پساب در تبخیرکنندههای لایه ریزان عمودی

Fig. 1. Schematic of a two-effect forced concentration process in falling film vertical tube evaporators.

مرحله، تحت جریان جابجایی اجباری، به وسیلهی پمپهای گردشی با نرخ جریان جرمی بالا، مجدد وارد لولههای تبخیر کننده می شود. تعیین مقدار این بازیابی توسط نسبت تبخیر مجاز^۱ هر مرحله، که رابطهی مستقیم با میزان مرسوب بر جای مانده بر دیوارهی داخلی لولههای تبخیر کنندهها دارد، سنجیده می شود. در انتهای فرآیند، بخار باقی مانده از آخرین مرحله وارد چگالنده شده، چگالش یافته و به آب شیرین تولیدی اضافه می شود. بخشی از پساب آخرین مرحله نیز به عنوان شورابهی نهایی با غلظت نمک بالا، وارد بلورساز شده تا به آب شیرین و کیک نمک^۲ تبدیل شود.

تبخیرکنندهی لایه ریزان برای فرآیند بدون پساب به گونهای طراحی می شود که با اختلاف دمای کمی بین سیال گرم و سیال سرد کار کند. همچنین نرخ جریان گردشی بالاست؛ یعنی درصد قابل توجهی از خوراک تغلیظ شدهی هر مرحله (پساب)، برای تغلیظ بیشتر، دوباره به لولههای تبخیرکننده برگشت داده می شود. به علاوه سرعت مایع در لولهها نیز بالاست، تا جایی که گاهی سرعت مایع در لولهها به ۳ تا ۶ متر بر ثانیه

می رسد تا میزان تشکیل رسوب در لوله های تبخیر کننده را کاهش دهد. البته افزایش غیر معمول سرعت جریان سیال داخل لوله ها موجب ارتعاش بیش از حد لوله می شود. بنابراین سرعت جریان سیال داخل لوله پارامتری کلیدی است که باید کنترل شود. همان طور که پیش از این گفته شد، برای افزایش فشار بخار از کمپرسورهای حرارتی موسوم به ترمو کمپرسور استفاده شده است. به علاوه در این مدل سازی، ضریب انتقال حرارت به ازای مقادیر مختلف طول و قطر لوله محاسبه شده و سپس سطح انتقال حرارت به ازای ضریب انتقال حرارت کلی هر مرحله به دست آمده است. با توجه به طیف موارد بررسی شده، به منظور محدود کردن پاسخها و برای میل به جواب مطلوب، دو شرط افت فشار و سرعت مجاز برای جریان سیال داخل لوله های تبخیر کننده اعمال شده است. اساس این شرطها بر کاهش میزان جریان سیال و عدم ارتعاش بیش از حد لوله ها است.

¹ Permissible Evaporation Percent (PEP)

² Salt cake

۳- مدلسازی ریاضی

۳- ۱- فرضهای حاکم بر مسئله

مدلسازی صورت گرفته در حالت پایا^۱ فرض شده است. خواص ترموفیزیکی آب دریا شامل دانسیته، ویسکوزیته و ظرفیت گرمایی ویژه ثابت فرض شده است. البته این مشخصات با خواص آب خالص تفاوت دارد. محصول آب شیرین تولیدی در هر مرحله فاقد نمک و سایر املاح فرض شده است. در مدلسازی حاضر، تأثیر گازهای غیر قابل چگالش^۲ لحاظ نشده است. مکش ترموکمپرسور از تبخیرکننده یمرحله ی اول صورت گرفته است. به این معنی که بخشی از بخار تولید شده در داخل لولههای تبخیرکننده یمرحله ی اول توسط ترموکمپرسور مکش میشود. جنس لولههای تبخیرکننده ها ثابت (آلیاژ آلومینیوم برنج^۳) و با ضریب رسانش C فرض شده است. همچنین از تلفات حرارتی در تجهیزات از جمله اتلاف فرض شده است. همچنین از تلفات حرارتی در تجهیزات از جمله اتلاف مرارتی در ترموکمپرسور، تبخیرکنندههای مراحل و چگالنده صرفه نظر شده است.

۳- ۲- موازنهٔ جرم و انرژی سیستم مورد مطالعه

به منظور رسیدن به نتایج مورد بحث، باید معادلات توازن جرم و انرژی برای اجزای موجود در سیستم، از قبیل ترموکمپرسور، تبخیرکنندهها و چگالنده نوشته شود. با توجه به این که معادلات مرحلهی اول، به سبب مکش ترموکمپرسور از این مرحله، کمی متفاوت از سایر مراحل است، بنابراین معادلات آن جدا از معادلات سایر مراحل نوشته شده است. همچنین لازم به ذکر است که کمیتهای جرمی مورد استفاده در معادلات بقای جرم و انرژی، از نوع دبی یا نرخ مشتق زمانی جریان جرمی بوده و در فهرست علائم تعریف شدهاند.

۳- ۲- ۱- معادلات ترموکمپرسور

بخار محرک از سمت بویلر، به سبب مکش ایجاد شده توسط بخار تبخیرکننده اول، وارد ترموکمپرسور می شود. در این اجکتور، بخار محرک با گذر از یک نازل همگرا – واگرا، افزایش فشار یافته و به عنوان بخار ورودی به اولین مرحله مورد استفاده قرار می گیرد. شکل ۲ ورودی ها و خروجی های ترموکمپرسور را نشان می دهد. روابط حاکم بدون در نظر گیری



شکل ۲. شماتیک جریانهای ورودی و خروجی ترموکمپرسور

Fig. 2. Schematic of a thermocompressor inputs and outputs flow.

روابط دینامیک گاز طراحی ترموکمپرسور است.

$$V_{MOTIVE} + V_{SUCTION} = V_0 \tag{(1)}$$

$$ER = \frac{V_{SUCTION}}{V_{MOTIVE}}$$
(Y)

در دو رابطهی فوق، ER^{*} نسبت مکش ترموکمپرسور و یک کمیت ورودی و متغیر طراحی است. $V_{.}$ بخار راهانداز ورودی به اولین مرحله، V_{MOTIVE} بخار مکش شدهی ترموکمپرسور از مرحلهی اول و V_{MOTIVE} بخار محرک ورودی از سمت دیگ بخار یا هر منبع خارجی دیگری می باشد [۱۷].

۳- ۲- ۲- معادلات حاکم بر تبخیر کننده ی اول

پساب تغذیه وارد لولههای تبخیرکننده شده و بخشی از آن با دریافت گرمای بخار سمت پوسته تبخیر شده و باقیمانده به عنوان شورابه در نظر گرفته میشود. بخشی از این شورابه مجدد به وسیلهی پمپهای گردشی وارد تبخیرکننده میشود و باقیماندهی آن به عنوان تغذیه وارد لولههای تبخیرکنندهی بعدی میشود. بخار تولید شده نیز به عنوان منبع گرم تبخیرکنندهی بعدی مورد استفاده قرار میگیرد. همچنین تمام بخار سمت

Steady state

² Non Condensable Gas (NCG)

³ Aluminium brass

⁴ Entrainment Ratio



شکل ۳. شماتیک جریانهای ورودی و خروجی تبخیرکنندهی مرحله اول Fig. 3. Schematic of first effect inputs and outputs flow.

$$T_{V_1} - T_{V_0} = dT \tag{(Y)}$$

$$T_{W_1} = T_{V_1} + BPE_1 + \Delta T_{friction} \tag{A}$$

در معادلات فوق، D_{1} آب شیرین تولیدی مرحلهی اول و برابر بخار راهانداز ورودی به این مرحله ($V_{.}$) است. F پساب تغذیهی ورودی به لولههای تبخیرکنندهی اول است. که بخشی از آن بخار و بخشی به عنوان شورابه (W_{1}) وارد تبخیرکنندهی بعدی میشود. بخشی از بخار تولیدی نیز به عنوان مکش ترموکمپرسور در نظر گرفته میشود. در معادلهی (۵)، x_{F} غلظت نمک در آب تغذیه و w_{W} غلظت نمک در شورابه است. همچنین در معادلهی (۶)، h معرف آنتالپی و T معرف دما بوده و برای جریانهای مختلف استفاده شده است.

در معادله ی (۸)، صعود نقطه ی جوش و $\Delta T_{friction}$ اختلاف دما به دلیل تلفات اصطکاکی و برابر ۰/۲ درجه ی سلسیوس است. صعود نقطه ی جوش

1 Boiling Point Elevation (BPE)

پوسته نیز چگالش یافته و به آب شیرین تبدیل می شود. اگر منبع حرارتی خارجی یک دیگ بخار کمکی باشد، می توان از آب شیرین تولیدی مرحله ی اول به عنوان آب جبرانی این دیگ بخار استفاده کرد. در شکل ۳، شماتیک یک تبخیر کننده ی لایه ریزان عمودی با کلیه ی ورودی ها و خروجی ها نشان داده شده است.

معادلات (۳) تا (۶) شامل معادلات بقای جرم تبخیر کننده در سمت داخل و بیرون لوله در سمت پوسته، بقای جرم نمک و بقای انرژی است [۱۷].

$$V_0 = D_1 \tag{(7)}$$

$$F = (V_1 + V_{SUCTION}) + W_1 \tag{(f)}$$

$$Fx_F = W_I x_{W_I} \tag{a}$$

$$V_{0}h_{V_{0}} + Fh_{F} = (V_{1} + V_{SUCTION})h_{V_{1}} + D_{1}h_{D_{1}} + W_{1}h_{W_{1}}$$
(8)



شکل ۴. شماتیک جریانهای ورودی و خروجی سایر تبخیرکنندهها Fig. 4. Schematic of other effects inputs and outputs flow.

۳- ۲- ۳- معادلات حاکم بر سایر تبخیرکنندهها

معادلات سایر مراحل نیز همانند معادلات مرحله ی اول، شامل معادلات بقای جرم داخل لوله و بیرون لوله سمت پوسته، بقای جرم نمک و بقای انرژی است. شکل ۴ نشاندهنده ی جریانهای ورودی و خروجی به این تبخیرکنندهها است.

معادلات (۱۱) تا (۱۷) برای تبخیرکنندهی مرحلهی i ام نوشته شده است [۱۷].

$$V_{i-l} + D_{i-l} = D_i \tag{11}$$

 $W_{i-1} = V_i + W_i \tag{17}$

$$W_{i-1} x_{W_{i-1}} = W_i x_{W_i}$$
(17)

$$V_{i-l}h_{V_{i-l}} + D_{i-l}h_{D_{i-l}} + W_{i-l}h_{W_{i-l}} = V_ih_{V_i} + D_ih_{D_i} + W_ih_{W_i}$$
(14)

نیز عبارت است از مقدار افزایش دمای محلول نسبت به حلال خالص که ناشی از تأثیر وجود مادهی حل شونده پدید می آید. بنابراین، صعود نقطهی جوش تابعی از دمای سیال و غلظت املاح آن است.

مرجع [۱۴]، معادلهی (۹) را برای صعود نقطهی جوش معرفی کرده است.

$$BPE = ax + bx^{2} + cx^{3}$$

$$a = (8.325 \times 10^{-2}) + (1.883 \times 10^{-4}T) + (4.02 \times 10^{-6}T^{-2})$$

$$b = (-7.625 \times 10^{-4}) + (9.02 \times 10^{-5}T) + (-5.2 \times 10^{-7}T^{-2})$$

$$c = (1.522 \times 10^{-4}) + (-3 \times 10^{-8}T^{-2})$$
(*)

$$T_{V_0} - T_{W_1} - BPE_1 - \Delta T_{friction} = \Delta T_1 \tag{(1)}$$







از طرفی قانون اول ترمودینامیک یا همان بقای انرژی برای هر یک از مبدلها به صورت رابطهی (۲۴) است [۱۷]. لازم به ذکر است که انرژی حرارتی ورودی به مجموعهی تبخیرکنندهها از طریق یک منبع خارجی مانند یک دیگ بخار کمکی یا بویلر بازیاب یک نیروگاه تأمین میشود. این انرژی حرارتی در قالب بخار اشباع وارد پوستهی تبخیرکنندهی اول میشود. انرژی حرارتی مراحل بعدی نیز از بخار تولیدی در مرحلهی قبل تأمین میشود.

$$Q = \dot{m}_i (h_{out_i} - h_{in_i}) = U_i A_i \varDelta T_i$$
^(YF)

در رابطهی (۲۴)، U ضریب کلی انتقال حرارت است و از رابطهی (۲۵) به دست می آید [۱۷].

$$\frac{1}{U} = \frac{\binom{d_o}{d_i}}{h_i} + \frac{d_o \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2k} + R_f + \frac{1}{h_o}$$
(Ya)

در پیوست پژوهش حاضر، نحوهی محاسبهی ضرایب انتقال حرارت داخل و خارج از لوله آورده شده است.

در نهایت با نوشتن معادلات ذکر شده برای هریک از اجزا و با الگوریتمی مطابق شکل ۶۰ این دستگاه معادلات غیر خطی با ۱۶+(۱-(n) معادله و مجهول که n معرّف تعداد مراحل است، به صورت همزمان و با بهرهگیری از روش عددی شبه نیوتن^۱ توسط نرم افزار متلب حل شده و نتایج مربوطه

$$T_{V_{i-l}} - T_{V_i} = dT \tag{10}$$

$$T_{W_i} = T_{V_i} + BPE_i + \Delta T_{friction} \tag{19}$$

$$T_{V_{i-1}} - T_{W_i} - BPE_i - \varDelta T_{friction} = \varDelta T_i$$
(1Y)

۳- ۲- ۴- معادلات حاکم بر چگالنده

در انتهای فرآیند شیرین سازی آب دریا، بخار مرحلهی آخر وارد چگالنده شده و چگالش مییابد. همچنین در صورت عدم وجود پیش گرمکن برای مراحل، از چگالنده به عنوان پیش گرمکن آب تغذیه نیز استفاده می شود.

معادلات نوشته شده شامل معادلات نسبت بازیابی کل و معادلات انرژی حاکم بر چگالنده است [۱۷].

$$\beta = \frac{P}{F} \tag{1A}$$

$$\beta = \frac{x_{W_n} - x_F}{x_{W_n}} \tag{19}$$

$$V_{c}^{*}h_{V_{n}} = F(h_{F_{2}} - h_{F_{1}})$$
(17)

در معادلات فوق نیز، β نسبت بازیابی کل و M_{cw} دبی آب خنک کن چگالنده است. همچنین برای محاسبه ینرخ جریان گردشی در هر تبخیرکننده، از رابطه ی درصد مجاز تبخیر استفاده می شود. رابطه ی (۲۲) برای اولین مرحله و رابطه ی (۲۳) برای سایر مراحل است [۱۷].

$$PEP_{I} = \frac{V_{I} + V_{SUCTION}}{R_{I}} \tag{(YY)}$$

$$PEP_i = \frac{V_i}{R_i} \tag{(TT)}$$

¹ Quasi Newton



شکل ۶. فلوچارت مدلسازی

Fig. 6. Modeling flowchart

جدول ۱. متغیرهای ورودی طراحی سیستم مورد نظر

مقدار عددی	كميت
٢	تعداد مراحل
١	نسبت مکش ترموکمپرسور
۷۵	دمای بخار راه انداز (${\mathscr C}$)
4.	دمای آب خوراک (${\mathscr C}$)
۵	شدت جریان محصول (ton/hr)
٠/٠ ٩	غلظت نمک و املاح موجود در آب تغذیه ورودی (g/g)
٨٠٪.	درصد بازيابي كل واحد
۱.	اختلاف دمای بخار هر مرحله (${\mathscr C}$)
٣٠	دمای آب خنک کن ورودی چگالنده (${}^{o\!\!\!\!\!o\!$
۴.	دمای آب خنککن خروجی چگالندہ (${\mathscr C}$)
١٠٠	ضریب رسانش (W/m)
۱%.	درصد تبخير مجاز

Table 1. Input design variables of following system.

ارائه شده است. روش شبه نیوتن از جمله مشهورترین روشهای تکرارشونده برای حل مسائل مرتبط با دستگاه معادلات جبری غیرخطی بر اساس یک اصلاح روش نیوتن و به وسیلهی تقریب ماتریس هسین است. رویهی حل به گونهای است که ابتدا ماتریس دستگاه معادلات با ۱۶ + (n - ۱) معادله و همین تعداد مجهول نوشته می شود. مقادیر اولیه برای مجهولات در نظر گرفته شده و با استفاده از روش تکراری شبه نیوتن، پارامترهای ترمودینامیکی از جمله دماها و نرخهای جریان محاسبه می شود. سپس با معلوم بودن دبیها و فرض اولیه تعداد لولههای مبدل، دبی گذرنده از هر لوله و میزان انتقال حرارت محاسبه می شود. سپس با استفاده از روابط آورده شده در پیوست A، ضرایب انتقال حرارت تبخیری داخل لوله و چگالشی بیرون لوله و سپس ضريب انتقال حرارت كلى محاسبه مى شود. با مشخص بودن اختلاف دما، ضریب انتقال حرارت و میزان انرژی حرارتی منتقل شده، سطح انتقال حرارت هر مرحله محاسبه می شود. با معلوم بودن ابعاد هندسی لوله های مبدل، تعداد لولههای مبدل محاسبه شده و با تعداد لولههای فرض شده در ابتدای مسیر حل مقایسه میشود. این مراحل برای هر یک از تبخیرکنندهها تا زمانی که اختلاف تعداد لولهها محسوس است، ادامه مي يابد.

در بخش بعدی، نتایج حاصل از مدلسازی فرآیند تغلیظ پساب در تغلیظ کننده های جابجایی اجباری ارائه شده است. این نتایج، به دو بخش کلی نتایج حاصل از طراحی ترمودینامیکی و نتایج حاصل از طراحی

ترموهیدرولیکی تقسیم میشوند. جهت صحتسنجی، نتایج مدلسازی حاضر با دادههای خروجی مرجع [۱۷] مقایسه می شود. در انتها، به مطالعه ی پارامتری مدل پرداخته می شود. به این ترتیب که اثر تغییر پارامترهای طراحی مختلف بر کمیّتهای عملکردی سیستم مورد بحث و بررسی قرار می گیرد.

۴- تحليل نتايج

جدول ۱، کمیتهای ورودی مدلسازی و مطالعهی موردی روی یک واحد تغلیظ کنندهی دو مرحلهای را نشان میدهد. ملاک و معیار انتخاب مقادیر ورودی در جدول ۱ و جدول ۳، دادههای تجربی مدلهای نیمه صنعتی طراحی شدهی پیشین است و معمولاً طرحهای اولیهی نیمه صنعتی، ظرفیتهایی در همین حدود دارند.

کمیتهای فوق به عنوان متغیرهای طراحی به صورت ورودی به سیستم داده شده و نتایج به صورت جدول ۲ به دست آمده است.

نتایج جدول ۲ نشان میدهد که با ورود ۶/۵۲ تن بر ساعت پساب با غلظت معین ۹۰۰۰۰ PPM به عنوان خوراک، ۵ تن بر ساعت آب شیرین و ۱/۵۲ تن در ساعت یساب با غلظت ۴۵۰۰۰۰ PPM حاصل می شود.

همچنین نتایج فوق نشان می دهد که در ازای تولید ۵ تن بر ساعت آب شیرین، به حدود ۱/۸۹ تن بر ساعت بخار محرک اشباع با دمای ۷۵ درجه سلسیوس که در حدود ۲۷۷۶ کیلووات انرژی را به عنوان انرژی ورودی جهت راه اندازی و اجرای فرآیند ها تأمین می کند، نیاز است.

که از طرف یک منبع خارجی مانند یک بویلر کمکی، بویلر بازیاب و یا

¹ Hessian matrix

جدول ۲. نتایج خروجی از مدلسازی ترمودینامیکی

Table 2. Output results of thermodynamic modeling.

ار	مقد	كميت
٣	/Υλ	شدت جریان بخار مصرفی (ton/hr)
۶	/۲۵	شدت جریان خوراک (ton/hr)
٨	N/87	شدت جریان آب خنککن چگالنده (ton/hr)
۱	///٩	شدت جریان بخار محرک (ton/hr)
۱	///٩	شدت جریان بخار مکش ترموکمپرسور (ton/hr)
٢	184	نسبت بهرەورى
	۵۵	دمای محصول آب شیرین تولیدی (${\mathscr C}$)
مرحله دوم	مرحله اول	كميت
۱/۲۵	Y/YY	شدت جریان پساب (ton/hr)
۵/۳۷	۳/۷۸	شدت جریان آب شیرین تولیدی (ton/hr)
۱/۵۲	١/۵٩	شدت جریان بخار (ton/hr)
101/YA	344/11	نرخ جریان گردشی (ton/hr)
۵۵/۶	۶V/۲	دمای جریان پساب (${}^{{m {\mathscr O}}}$)
۵۵/۶	۶۷/۲	دمای جریان گردشی (${}^{\mathscr{O}}$)
۶۵	۷۵	دمای جریان آب شیرین تولیدی (${}^{o\!$
۵۵	۶۵	دمای جریان بخار (${}^{{m \mathscr{C}}}$)
•/۴۵	• /٢	علظت پساب خروجی (g/g)
•/۴۵	• /٢	غلظت جریان گردشی (g/g)

بخار خروجی از زیرکش توربینهای نیروگاه تأمین میشود. حاصل تقسیم این دو کمیت نرخ جریان، نسبت عملکرد واحد بوده و برابر ۲/۶۳ میباشد که این عدد برای مجموعهی تغلیظکنندهی دو مرحلهای، عدد معقولی میباشد. همچنین مشاهده شده است که نرخ جریان گردشی در هر دو مرحله بالا است و این به معنی تشکیل رسوب اندک است. نرخ جریان پساب طی عبور آن از مرحله ی اول به دوم حدود ۵۵ درصد کاهش یافته و نرخ جریان گردشی هر جریان آب شیرین تولیدی، با پیشروی در مراحل، حدود ۲۶ درصد افزایش یافته و در نهایت آب شیرین این تغلیظکننده ی چند مرحلهای با آب شیرین حاصل شده از فرآیند تغلیظ شورابه در بلورساز جمع شده و محصول آب شیرین تولیدی نهایی فرآیند تغلیظ شورابه بدون تخلیه ی پساب را به دست میدهد. همچنین غلظت پساب خروجی نیز طی عبور از مرحله ی اول به دوم، افزایش ۱۲۵ درصدی داشته است.

به منظور بررسی بهتر مدلسازی هیدرولیکی تبخیرکنندههای لایهی ریزان عمودی، کمیتهای طراحی مرتبط که عبارتاند از: سطح انتقال حرارت و تعداد لولههای تبخیرکنندهی هر مرحله، در سرعت و افت فشار

کلی مجاز سیال، در طولهای ۲ الی ۱۰ متر، قطرهای ۱ الی ۲ اینچ و تعداد گذرهای ۱ الی ۶ گذر و برای مراحل مختلف محاسبه و با توجه به محدودیتها و شروط اعمال شده، طول و قطرهای مناسب و بهینه، به همراه مقادیر قیود و خروجیهای اصلی این طرح به دست آمده و نتایج آن در جدول ۳ ارائه شده است. ایدهی اصلی ارائهی جدول ۳، محاسبهی سطح انتقال حرارت و تعداد لولهها و تحلیل تغییر آن، به عنوان دو کمیت حائز اهمیت برای طراحان، کارفرمایان پروژههای صنعتی و محققان، با در نظر گیری محدودیتهای سرعت و افت فشار جریان داخل لوله و به ازای مقادیر مختلف ابعاد هندسی لولههای تبخیرکننده است. این جدول بیان می کند که تغییر ابعاد هندسی لولهها، در قدم اول چه تأثیری بر کمیتهایی که به عنوان قید در نظر گرفته شدهاند و در قدم بعدی بر سطح انتقال حرارت و تعداد لولهها به عنوان دو عامل تأثیرگذار بر هزینههای طرح دارد.

نتایج جدول ۳ نشان میدهد که در طولها، قطرها و گذرهای مختلف، محدودهی سرعتهای به دست آمده برای مراحل، بینm/s ۳ تاm/s و برای چگالنده در حدودm/s ۱ است. با توجه به غلظت بسیار بالای پساب هر مرحله، سرعتهای پایین تر از m/s امکان تشکیل رسوب را تشدید

جدول ۳. نتایج خروجی مدلسازی ترموهیدرولیکی به ازای لولهها با طولها، قطرها و گذرهای مختلف

	دروجى	\$		ورودى			
تعداد لوله	سطح انتقال حرارت(m ²)	افت فشار (bar)	سرعت(m/s)	تعداد گذر	مراحل	قطر لوله (in)	طول لوله (m)
۳۸۴	87/VV	• /٣•	۳/۰۱	۶	مرحله اول	١	٢
١٢٣	۲ • /۲۵	۰/۳۵	۴/۲۵	۶	مرحله دوم		
11.	۱۸/۰ ۱	۰/۲۵	۱/۹۱	۴	چگالنده		
۲۷.	<i>۶۶</i> /۱۷	•/۴۲	٣/٠٢	۴	مرحله اول	١	٣
٨٢	۲./۱۷	۰/۴۸	۴/۲۶	۴	مرحله دوم		
٨۵	۲۱/۰۲	٠ /٣٣	۲۳/۱	٢	چگالنده		
7.4	۶۳/۰ ۱	٠/۴۵	۳/۵۸	۶	مرحله اول	۱/۲۵	
۷۱	22/18	•/۴•	۳/۰۶	۴	مرحله دوم		
٨۶	28/80	۰ /۳۲	۰/۸۰	٢	چگالنده		
195	۷۰/۸۲	•/۴١	۲/۹۸	۶	مرحله اول	۱/۵	
۵٨	۲۱/۵۶	•/۴۴	۳/۸۹	۶	مرحله دوم		
۵۳	۱٩/٧٧	•/٣۶	١/٧٠	۴	چگالنده		
١٨٢	۶١/٢٧	۰/۶۵	۴/۳۰	۴	مرحله اول	١	۴
۵٨	19/17	•/A1	۵/۸۰	۴	مرحله دوم		
۵۴	۱۲/۸۶	٠/۴٧	١/٩٠	٢	چگالنده		
187	۶۲/۱۵	۰/۵۴	۳/۱۰	۴	مرحله اول	۱/۲۵	
۵۰	7./84	•/۶١	۴/۳۸	۴	مرحله دوم		
۵١	T1/1Y	•/۴۴	۱/۲۸	٢	چگالنده		
۱۳۲	۶۵/۱۵	٠/۵٩	٣/٩٣	۶	مرحله اول	١/۵	
40	22/10	• /۵۳	۳/۳۶	۴	مرحله دوم		
۳۱	۱۵/۳۲	٠/۴٣	۱/۴۶	٢	چگالنده		
147	۵۸/۵۱	•/۹٧	۵/۶۲	۴	مرحله اول	١	۵
۵١	۲•/۹٨	•/۶٩	۳/۴۱	٢	مرحله دوم		
۴۳	17/84	• /۵۳	١/٧١	١	چگالنده		
173	۶ ٣/٣٣	٠/٩٧	۴/۱۰	۴	مرحله اول	۱/۲۵	
۳۸	۱٩/٨٢	۱/۲۶	۵/۷۰	۴	مرحله دوم		
۳۶	۱۸/۸۶	۰/۶۵	۱/۸۰	٢	چگالنده		
)))	۶۸/۴۰	۰/۶۵	٣/١٢	۴	مرحله اول	١/۵	
۳۱	١٩/۶ •	٠/٧٢	۴/۷۵	۴	مرحله دوم		
۳۵	۲ ۱/۷۸	٠/۵۴	۱/۲۹	٢	چگالنده		
184	88/• I	• /YA	۲/۹۸	٢	مرحله اول	١	۶
41	۲•/۱۸	٠/٩٢	۴/۲۶	٢	مرحله دوم		
47	۲・ /۶Y	•/8٣	۱/۲۵	١	چگالنده		
٩٨	۶۰/۸۵	٠/٩٨	۵/۱۱	۴	مرحله اول	۱/۲۵	
۲۹	۱۸/۴۲	۰/۷۶	٣/۶٧	٢	مرحله دوم		
47	T 8/TY	•/۶۱	• /YY	١	چگالنده		
٨٨	۶۵/۱۵	٠/٨٣	٣/٩۴	۴	مرحله اول	۱/۵	
۲۷	۲ • /۲ ۹	۰/٩۶	۵/۵۱	۴	مرحله دوم		
78	19/41	• 88	١/٧٣	٢	چگالندہ		

Table 3. Output results of thermohydraulic modeling at different tubes length, diameter and pass.

می کند. همچنین افت فشار کلی به دست آمده عموماً عددی کوچکتر از ۱ بار است. بخش عمدهای از این افت فشار مربوط به افت فشار گرانشی است که با توجه به مقادیر طول لولهها، افت فشار در محدودهی مجاز قرار دارد. نتایج به دست آمده نشاندهندهی آن است که به ازای سایر شرایط ثابت، افزایش طول مبدل سبب افزایش افت فشار گرانشی و افت فشار کل می شود. بنابراین استفاده از لوله ها با طول های بیش تر از ۷ متر، از نظر فاکتور افت فشار توجیه ندارد. همچنین نتایج موجود در جدول ۳ نشان میدهد که به ازای قطر ثابت ۱ اینچ لولههای تبخیرکننده، با افزایش طول لولهها از ۳ متر به ۴ متر، سرعت جریان داخل لوله های تبخیر کننده مرحله اول ۴۲/۳ درصد افزایش، افت فشار جریان داخل لوله ها ۵۴/۷۶ درصد افزایش، سطح انتقال حرارت ۷/۴۱ درصد کاهش و تعداد لوله ها ۳۰/۴۷ درصد کاهش داشته است. به عبارت دیگر، با افزایش طول لولههای مبدل، تعداد لولههای کمتری به جهت تأمين سطح انتقال حرارت مطلوب نياز است. بنابراين ضمن ثابت بودن نرخ جریان ورودی به لولهها، با کاهش تعداد لولهها، به هر یک از آنها مقدار بیشتری از این دبی اختصاص می یابد. با افزایش نرخ جریان گذرنده از هر لوله و ثابت بودن مساحت مقطع آن، سرعت جریان داخل لولهها افزایش می یابد. با افزایش سرعت، رینولدز جریان افزایش یافته و باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می شود. بنابراین به ازای نرخ انتقال حرارت و اختلاف دمای ثابت، افزایش ضریب انتقال حرارت از یک طرف و کاهش تعداد لولهها از طرف دیگر منجر به کاهش سطح انتقال حرارت می شود. همچنین با توجه به این که افت فشار اصطکاکی و افت فشار گرانشی با افزایش طول لوله افزایش می یابند، به همین سبب موجب افزایش افت فشار کلی نیز می شوند. از دیدگاهی دیگر، به ازای طول لولهی ثابت ۴ متر، با افزایش قطر لوله های تبخير كننده مرحله اول از ۱ به ۱/۲۵ اينچ، سرعت جريان داخل لوله ها ۲۷/۹ درصد کاهش، افت فشار جریان ۱۶/۹ درصد کاهش، سطح انتقال حرارت ۹/۶ درصد افزایش و تعداد لوله های این تبخیر کننده ۱۲/۸ درصد کاهش می یابد. به عبارت دیگر، به ازای طول ثابت، افزایش قطر لولهها باعث افزایش سطح مقطع و كاهش سرعت جریان سیال داخل لولهها می شود. و همچنین ضريب انتقال حرارت را كاهش داده و بنابراين منجر به افزايش سطح انتقال حرارت می شود. همچنین با توجه به این که تعداد لوله های تبخیر کننده با قطر لولهها رابطهی عکس داشته و بنابراین با افزایش قطر، تعداد لولهها كاهش مى يابد. همچنين افت فشار اصطكاكى تابع قطر لوله ها بوده و با افزایش آن، کاهش مییابد و منجر به کاهش افت فشار کلی می شود.

اکنون، بنا بر پژوهشهای پیشین، به اعتبارسنجی نتایج مدلسازی

حاضر با نتایج مرجع [۱۷] پرداخته می شود. لازم به ذکر است که در این مرجع ، مکش ترموکمپرسور از تبخیرکننده ی مرحله ی آخر گرفته شده است. همچنین به منظور تبدیل بخار فوق گرم خروجی ترموکمپرسور به بخار اشباع، از دی سوپرهیتر استفاده شده است. در این مرجع، دی سوپرهیتر از طریق پاشش ۲۰۱ تن بر ساعت سیال خنک، باعث تثبیت دمای بخار خروجی ترموکمپرسور در درمای اشباع می شود. در جدول ۴ به صحت سنجی نتایج مدل سازی حاضر پرداخته شده است.

مقایسه ی نتایج مدل سازی حاضر با نتایج مرجع [۱۷]، نشان داده که بیش ترین خطا مربوط به دبی آب خنک کن چگالنده و به مقدار حدود ۱۳ درصد است. به طور کلی، میانگین خطای مدلسازی حاضر حدود ۲/۷ درصد بوده و این نشان دهنده ی تطابق مناسب نتایج این پژوهش است. علت خطای اندک ایجاد شده، به سبب تقریبهای موجود ناشی از گرد کردن و فرضهایی است که صورت گرفته است.

نتایج دیگر پژوهش حاضر، در قالب مطالعات موردی و در چند بخش به شرح زیر ارائه شده است.

۴- ۱- رابطهی تغییر تعداد مراحل با نسبت بهرهوری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

نسبت بهرهوری خروجی نسبت مقدار محصول آب شیرین تولیدی به بخار مصرفی محرک است و یک پارامتر مهم برای درک عملکرد و کیفیت طراحی است. به طوری که هر چه میزان نسبت بهرهوری خروجی بیشتر باشد، عملکرد واحد بهتر است. در رابطهی بین تعداد مراحل و نسبت بهرهوری خروجی، همان طور که در شکل ۷ نمایش داده شده، ملاحظه میشود که با افزودن هر مرحله به تعداد مراحل، میزان نسبت بهرهوری خروجی ۱۷٬۷ افزایش مییابد. به عبارت دیگر به ازای مقدار معین محصول تولیدی در صورت کسر، هر چه تعداد مراحل بیشتر شود، میزان بخار محرک

همچنین مشاهده می شود که با افزایش تعداد مراحل، سطح مخصوص انتقال حرارت که جمع جبری سطوح انتقال حرارت مراحل و چگالنده در ازای تولید محصول معین است ۲۳/۵ درصد افزایش می یابد.

در واقع با افزودن هر مرحله، امکان استفادهی بیشتر از انرژی بخار تشکیل شده برای تبخیر آب شور فراهم می شود. در غیاب اتلاف انرژی، به میزان بخار چگالیده، آب شور تبخیر و به آب شیرین تولیدی اضافه می شود. بنابراین باید به اندازهی واحد به نسبت بازده خروجی افزوده شود. اما به دلیل اتلاف انرژی و افزایش گرمای نهان تبخیر با کاهش دما، مقدار بخار کمتری جدول ۴. مقایسه ی نتایج خروجی از مدلسازی حاضر با نتایج عظیمی باویل و جعفریان [۱۷]

Table 4.	Output	results o	of present	modeling in	comparison	with	Azimibavil	and	Jafarian	results	[17]
			· · · · · ·								L J

درصد خطا	[17	دادههای مرجع [۱۷]			مدل حاضر		كميت
		مقدار ورودى		مقدار ورودى			
-		٣			٣		تعداد مراحل
-		•/81			• /۶ ۱		نسبت مکش ترموکمپرسور
-		۷٣			۷٣		دمای بخار راه انداز (${}^{m{\mathscr{C}}}$)
-		۲.			۲.		دمای آب خوراک (${}^{oldsymbol{arepsilon}}$)
-		۶/۷۵			۶/۷۵		دبی محصول (ton/hr)
-		•/• ٩			•/• ٩		غلظت نمک آب تغذیه (g/g)
-		۶۳/			۶۳ <u>/</u>		درصد بازیابی کل واحد
-		۳۵			۳۵		دمای آب ورودی چگالنده (${\mathscr C}$)
-		۴۵			۴۵		دمای آب خروجی چگالنده (${\mathscr C}$)
درصد خطا		لقدار خروجى	0		لقدار خروجى	0	كميت
۲۳ <u>۲</u> ، ۲۷	۲/۹۷				۲/۹۸		دبی بخار مصرفی (ton/hr)
/.•/••	۱ • /۷ ۱				۱ • /۷ ۱		دبی خوراک (ton/hr)
7.18/10	٧٩				۶۸/۶۱		دبی آب چگالنده (ton/hr)
·/.٣/٧٨		١/٧٨) بخار محرک (ton/hr) بخار محرک (دبی بخار محرک (ton/hr)	
۲/.۳/۵۴		١/• ٩		ن ترموکمپرسور (ton/hr) ۱/۱۳		دبی بخار مکش ترموکمپرسور (ton/hr)	
7.7/47		۳/۵۵		4/84			نسبت بهرەورى
/.٣/٨۴		۵۰		۵۲			دمای محصول آب شیرین (${\mathscr C}$)
درصد خطا	مرحله ۳	مرحله ۲	مرحله ۱	مرحله ۳	مرحله ۲	مرحله ۱	كميت
1.•/18	٣/٩۶	8/34	$\Lambda/\Delta V$	٣/٩۶	۶/۳۱	$\Lambda/\Delta V$	دبی پساب (ton/hr)
۲.۰/۳۵	۷/۳۴	۵/۱۱	۲/۹۷	٧/٣٨	Δ/NT	۲/۹۸	دبی آب شیرین (ton/hr)
'/.•/ΔY	۲/۳۲	۲/۲۳	2/14	۲/۳۴	$r/r\Delta$	2/14	دبی بخار (ton/hr)
%.٠/٨۵	۵۸	$\Delta\Delta/\Lambda$	۵۳/۵	$\Delta \Lambda / V \Upsilon$	56/43	۵۳/۶	دبی جریان گردشی (ton/hr)
7.1/4.	۵۳	۶١	۶۷	۵۴/۸	۶١/٠	۶V/۶	دمای جریان پساب (${^{\mathscr{O}}}$)
-	-	-	-	۵۴/۸	۶١/٠	۶۷/۶	دمای جریان گردشی (${}^{o\!\mathcal{C}}$)
-	-	-	_	۵۹	99	۷۳	دمای جریان آب شیرین (${}^{oldsymbol{arepsilon}}$)
1/28	۵۰	۵۹	99	۵۲	۵۹	<i>۶</i>	دمای جریان بخار (${\mathscr C}$)
/ • /٣	•/74٣	•/107	•/117	•/7477	•/1587	•/1180	علظت پساب خروجی (g/g)
-	_	-	-	•/7477	•/1577	•/1180	غلظت جریان گردشی (g/g)
۲ <u>.</u> ۹/۵۳	٣/٢	۲/۰	1/4.	۲/۶	١/٨	1/4.	صعود نقطهی جوش (${}^{oldsymbol{\mathscr{C}}}$)



شکل ۷. رابطهی تعداد مراحل با نسبت بازده خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 7. Gained Output Ratio and Specific Heat transfer Surface Area versus number of effects.

تشکیل می شود و در نتیجه نسبت بازده خروجی کمتر از ۱ واحد افزایش می ابد که این مقدار افزوده با بیشتر شدن تعداد مراحل کمتر نیز می شود.

۲-۲- رابطهی تغییر دمای آب تغذیه با نسبت بهرهوری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

دمای آب تغذیه یک کمیت مهم و تاثیرگذار بر عملکرد سیستم است که از دو جنبه حائز اهمیت است. جنبه ی اول تابعیت میزان حلالیت نمک ها و ناخالصیهای خوراک به دمای آن است. به صورتی که هر چه دما بالاتر میرود، میزان حلالیت یونهای گوناگون از جمله یون سدیم، کلسیم، منیزیم، پتاسیم، کلر و سولفات در آب کمتر می شود و هر چه حلالیت کمتر شود، میزان رسوب گذاری نمک در دیواره ی داخلی لولههای تبخیر کننده بیشتر می شود. مساله رسوب از مهمترین مشکلات واحد تغلیظ پساب است که در این پژوهش با محدودیتهای اعمال شده، مشکل تشکیل رسوب به حداقل رسیده است و از پمپهای گردشی با سرعت گردش بالا استفاده شده است.

جنبهی دیگر، تأثیر تغییر دمای آب تغذیه بر میزان مصرف انرژی و نسبت بهرموری و همچنین صرف هزینه و سطح انتقال حرارت است.

همان طور که از شکل ۸ برمی آید، با افزایش ۱ درجه سلسیوس دمای خوراک، نسبت بهره وری حدود ۰/۱ درصد افزایش می یابد، زیرا افزایش دمای خوراک منجر به کاهش میزان بخار مصرفی می شود. بدین ترتیب مخرج کسر کوچک شده و نسبت بهرهوری خروجی افزایش می یابد. اما چون این کاهش چشمگیر نیست، بنابراین می توان نسبت بهرهوری خروجی را

تقریباً ثابت در نظر گرفت.

همچنین با افزایش ۱ درجه سلسیوس دمای خوراک، سطح مخصوص مورد نیاز برای انتقال حرارت ۲/۵ درصد افزایش مییابد. علت این پدیده، کاهش میزان بخار مصرفی به دلیل کمتر شدن انرژی مورد نیاز برای بالا بردن دمای خوراک است. به عبارت دیگر، کاهش اختلاف دما (به خصوص در مرحلهی اول) مسبب اصلی افزایش سطح انتقال حرارت است.

۴- ۳- رابطهی تغییر دمای بخار ورودی با نسبت بهرموری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

افزایش ۱ درجه ای دمای بخار ورودی به مرحله اول، موجب کاهش ۱/۰ درصدی نسبت بازده خروجی با شیب کم می شود. افزایش ماکزیمم دمای سیستم، موجب افزایش اختلاف دمای هر مرحله و در نتیجه افزایش دمای بخار هر مرحله میشود، چرا که گرمای نهان تبخیر بخار آب با افزایش دما کاهش مییابد. بدین صورت، در هر مرحله مقدار کمتری آب شور بخار میشود که با ثابت بودن محصول آب شیرین، موجب افزایش مصرف بخار محرک میشود و در نتیجه نسبت بازده خروجی به آهستگی کاهش مییابد.

با توجه به این که افزایش دمای بخار موجب تغییر اندک در نسبت بازدهی خروجی شده است، بنابراین با توجه به مقدار ثابت محصول، سبب بار حرارتی یکسان روی سیستم می شود که در تعداد مراحل معین، میزان تبادل حرارت تقریباً ثابتی را منتج می شود. با توجه به رابطهی (۲۴)، افزایش ۱ درجهای اختلاف دما موجب کاهش سطح انتقال حرارت در هر مرحله می شود



شکل ۸. رابطهی دمای آب تغذیه با نسبت بازده خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 8. Gained Output ratio and Specific Heat transfer surface Area versus Feed temperature.

و به طور کلی با توجه به محصول ثابت، موجب کاهش ۲ سطح مخصوص انتقال حرارت کل سیستم می شود.

۴- ۴- رابطهی تغییر غلظت املاح موجود در آب تغذیه با نسبت بهرموری
 خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

تأثیر افزایش شوری آب دریا بر عملکرد سیستم در شکل ۱۰ نشان داده شده است. مشاهده میشود که با افزایش غلظت نمک و املاح موجود در آب تغذیه، میزان نسبت بهرهوری خروجی کاهش مییابد. زیرا با توجه به رابطهی (۵) که همان موازنه یجرم نمک است، ضمن ثابت بودن نرخ آب تغذیه، افزایش غلظت آن به معنی افزایش سمت چپ تساوی است. بنابراین با فرض شوری ثابت پساب خروجی، میزان این پساب افزایش مییابد. همچنین با توجه به رابطهی (۴) که موازنه ی جرم داخل لوله است، در نرخ آب تغذیهی ثابت، افزایش میزان پساب تولیدی به معنی کاهش میزان بخاری است که در مرحله ی بعد چگالیده شده و به آب شیرین تبدیل میشود. بنابراین میزان آب شیرین تولیدی کاهش یافته و نسبت بهرهوری نیز کاهش مییابد. به عبارت دیگر، افزایش غلظت آب تغذیه به معنی تولید بخار کمتر و تولید بخار کمتر به معنی میزان بوید آب شیرین کمتر خواهد بود. البته همان طور که از نمودار شکل ۱۰ مشخص است، تغییرات نسبت بهرهوری با افزایش غلظت آب تغذیه اندک مشخص است، تغییرات نسبت بهرهوری با افزایش غلظت آب تغذیه اندک

که با افزایش غلظت نمک در آب تغذیه از ۱ درصد به ۰۱ درصد، نسبت بهرهوری خروجی ۰/۵ درصد کاهش می یابد. همچنین با افزایش غلظت املاح موجود در آب تغذیه، مقدار صعود نقطهجوش افزایش و دمای بخار تولیدی خروجی از هر مرحله کاهش مییابد. بدین ترتیب اختلاف دمای هر مرحله کاهش یافته و سطح مخصوص انتقال حرارت ۰/۳٪ افزایش مییابد.

۴- ۵- رابطهی تغییر نسبت بازیابی کل با نسبت بهرموری خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

مطابق شکل ۱۱، افزایش ۱۰٪ نسبت بازیابی کل و تغلیظ بیشتر، موجب افزایش ۱/۵٪ نسبت بازده ی خروجی و عملکرد به صرفهتر سیستم می شود. در واقع با ثابت نگه داشتن میزان محصول نهایی (پارامتر ورودی)، افزایش نسبت بازیابی به معنی کاهش میزان مصرف آب تغذیه است. در نتیجه آب شور کمتری به سیستم وارد می شود و گرمای کمتری برای تبخیر آن نیاز است و در نهایت مقدار بخار مصرف شده (بخار محرک) کمتر می شود که سبب افزایش نسبت بازده ی خروجی خواهد شد. این تأثیر در تعداد مراحل بیشتر واضحتر نمایان می شود.

همچنین با افزایش نسبت بازیابی کل، سطح مخصوص انتقال حرارت نیز افزایش جزئی مییابد.



شکل ۹. رابطهی دمای بخار ورودی به مرحله اول با بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت





شکل ۱۰. رابطهی غلظت آب تغذیه با نسبت بازده خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت





شکل ۱۱. رابطهی نسبت بازیابی کل با نسبت بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت

Fig. 11. Gained Output Ratio and Specific Heat transfer Surface Area versus total recovery ratio.







۴- ۶- رابطهی تغییر ضریب کلی انتقال حرارت با سطح مخصوص انتقال
 حرارت

مطابق شکل ۱۲، سطح مخصوص انتقال حرارت با افزایش ضریب متوسط انتقال حرارت کاهش مییابد. زیرا با توجه به رابطهی (۲۴)، سطح مخصوص انتقال حرارت با ضریب انتقال حرارت رابطهی عکس دارد و با ثابت ماندن اختلاف دما و میزان تبادل گرما، افزایش ضریب انتقال حرارت موجب کاهش سطح مخصوص انتقال حرارت می شود.

۴- ۷- رابطهی تغییر نسبت مکش ترمو کمپرسور با نسبت بهرهوری خروجی همان طور که در شکل ۱۳ مشاهده می شود، با افزایش ۱/۱ واحدی نسبت مکش، نسبت بازده ی خروجی نیز ۳/۵٪ افزایش می یابد. طبق رابطه ی (۲)، نسبت مکش به عنوان نسبت دبی بخار مکش شده از مرحله ی اول به بخار محرک ورودی به ترمو کمپرسور تعریف شده است، افزایش این نسبت به معنی کاهش دبی بخار محرک است که با ثابت ماندن دبی محصول آب شیرین موجب افزایش نسبت بازده ی خروجی می شود.



شکل ۱۳. رابطهی نسبت مکش ترموکمپرسور با نسبت بازده خروجی

Fig. 13. Gained Output Ratio versus thermocompressor Entrainment Ratio.

۵- خلاصه و جمع بندی

در پژوهش حاضر، مدلسازی ترمودینامیکی و ترموهیدرولیکی برای یک سیستم تغلیظ دو مرحلهای آب شور با تبخیرکنندههای لایه ریزان عمودی، به عنوان یک جز اصلی از فرآیند تغلیظ بدون پساب خروجی، صورت گرفت. معادلات جرم و انرژی این فرآیند در یک کد محاسباتی نوشته و پیادهسازی شده و نتایج حاصل شده خروجی این ابزار میباشد. همچنین اثر پارامترهای تأثیرگذار از جمله تعداد مراحل، دما و غلظت آب تغذیه، دمای بخار راهانداز، نسبت بازیابی کل و نسبت مکش ترموکمپرسور بر نسبت بازدهی خروجی و سطح مخصوص انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفت. از جمله نتایج مهم این پژوهش عبارتند از:

 برای دستیابی به ۵ تن در ساعت آب شیرین در سیستم تغلیظ دو مرحلهای با نسبت بازیابی ۸۰٪، میزان ۶/۲۵ تن در ساعت پساب تغذیه با دمای ۴۰ درجهی سلسیوس نیاز است. در این سیستم نسبت بازدهی خروجی ۲/۶۳ و سطح مخصوص انتقال حرارت حدود ۷۴/۳ m^۲ s/kg است. قابل توجه است که این مقدار آب شیرین از پساب و شورابهی دور ریز خروجی از سایر سیستمهای نمکزدایی از آب دریا به دست آمده است.

نتایج حاصل از بررسی کمی اثر افزایش تعداد مراحل نشان داد که
 با افزایش آن، به طور متوسط نسبت بازدهی خروجی ۱۷٪ و سطح مخصوص
 انتقال حرارت ۲۳/۵٪ افزایش یافت.

 افزایش ۱ درجه یسلسیوس دمای آب تغذیه، تأثیر ناچیزی بر نسبت بازده ی خروجی داشته و آن را ۲۰/۱٪ افزایش می دهد. این درحالی است که این افزایش دمای خوراک، باعث رشد متوسط ۲/۵ درصدی سطح مخصوص انتقال حرارت می شود.

به ازای افزایش ۱۰۰۰۰ ppm غلظت نمک آب تغذیه، نسبت
 بازدهی خروجی ۰/۵٪ کاهش و سطح مخصوص انتقال حرارت به طور
 متوسط ۰/۳ / افزایش یافت.

افزایش ۱ درجه یسلسیوس دمای بخار راهانداز موجب کاهش
 ۰۸٪ نسبت بازده ی خروجی و حدود ۳٪ سطح مخصوص انتقال حرارت می شود.

افزایش ۱۰٪ نسبت بازیابی کل سیستم، به طور متوسط موجب
 افزایش ۱/۵٪ نسبت بازده ی خروجی می شود. این در حالی است که پارامتر
 ذکر شده تأثیر محسوسی بر سطح مخصوص انتقال حرارت ندارد.

نسبت مکش ترموکمپرسور رابطهی مستقیم با نسبت بازدهی
 خروجی داشته، به گونهای که افزایش ۰/۱ واحدی آن موجب رشد ۳/۵
 درصدی نسبت بازدهی خروجی می شود.

پیوست الف روابط محاسبهی ضریب انتقال حرارت کلی همان طور که پیش از این اشاره شد، به منظور محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت از رابطهی (۲۵) استفاده میشود که تابعی از ضریب انتقال حرارت جابجایی داخل و خارج از لوله است.

برای محاسبهی ضریب انتقال حرارت جریان تک فازی داخل لوله، h_i، معا از رابطهی دیتوس – بولتر استفاده میشود.

if
$$Re \le 2300 \rightarrow h_i = 3.66(\frac{k_f}{d_i})$$
 (1)
if $Re > 2300 \rightarrow h_i = 0.023Re^{0.8}Pr_f^{0.4}(\frac{k_f}{d_i})$

if
$$Re \leq 30 \rightarrow$$

 $h_o = 1.47Re^{-\left(\frac{l}{3}\right)} k_f \left(\frac{g}{v_f^2}\right)^{\frac{l}{3}}$

if
$$30 \le Re \le 1800 \rightarrow$$

 $h_o = \frac{Re}{1.08Re^{1.22} - 5.2} k_f \left(\frac{g}{v_f^2}\right)^{\frac{1}{3}}$ (1)

if
$$Re \ge 1800 \rightarrow$$

 $h_o = (\frac{Re}{8750 + 58Pr_f^{-0.5}(Re^{0.75} - 253)})k_f (\frac{g}{v_f^2})^{\frac{1}{3}}$

در رابطهی (الف ۱) و (الف ۲)، عدد رینولدز جریان داخل و خارج لوله از رابطههای (الف ۳) به دست می آید.

$$Re_{i} = rac{4\dot{m_{i}}}{\pi\mu_{f,i}d_{i}}$$
 (الف ٣)
 $Re_{o} = rac{4\dot{m_{o}}}{\pi\mu_{f,o}d_{o}}$

۶- فهرست علائم

$\mathrm{m}^{^{r}}$ مساحت،	A
صعود نقطهی جوش	BPE
قطر لولههای تبخیرکننده، m	d
دبی آب شیرین، ton/hr	D
الكترودياليز	ED
نسبت ورودى ترموكمپرسور	ER
دبی آب تغذیه، ton/hr	F
ثابت گرانش زمین، m/s ^۲	g
نسبت بهرهوری خروجی	GOR
ضریب انتقال حرارت جابجایی، W/m ^r °C	h
ساعت	hr
ضریب هدایت حرارتی، W/m	k
دبی، ton/hr	'n
دبی آب خنککن چگالنده، ton/hr	M_{cw}
میزان انتقال حرارت، W	Q
دبی محصول نهایی آب شیرین، ton/hr	Р
درصد مجاز تبخير	PEP
عدد پرانتل	Pr
مقاومت رسوب، m ^{r o} C/W	R
عدد رينولدز	Re
اسمز معكوس	RO
سطح مخصوص انتقال حرارت، m ^r s/kg	SHSA
دما	Т
دبی بخار، ton/hr	V
ضریب کلی انتقال حرارت، W/m ^۲ °C	U
دبی پساب، ton/hr	W
غلظت نمک محلول در آب دریا، g/g	x
تغليظ شورابه بدون تخليهى پساب	ZLD
	علائم يونانى
نسبت بازیابی کل	β

β	ىسبت بازيابى كل
v	ویسکوزیته سینماتیکی، m ^۲ /s
μ	ويسكوزيته ديناميكي، kg/m.s
Δ	تغييرات

desalination systems, Desalination, 158(1-3) (2003) 127-142.

- [9] H. Rahman, M. Hawlader, A. Malek, An experiment with a single-effect submerged vertical tube evaporator in multi-effect desalination, Desalination, 156(1-3) (2003) 91-100.
- [10] S. Paramalingam, Modelling, optimisation and control of a falling-film evaporator: a thesis presented in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Production Technology at Institute of Technology and Engineering, Massey University, Palmerston North, New Zealand, Massey University, 2004.
- [11] M. Khademi, M. Rahimpour, A. Jahanmiri, Simulation and optimization of a six-effect evaporator in a desalination process, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 48(1) (2009) 339-347.
- [12] I.S. Park, M.Y. Kim, Numerical investigation of the heat and mass transfer in a vertical tube evaporator with the three-zone analysis, International journal of heat and mass transfer, 52(11-12) (2009) 2599-2606.
- [13] E. Galván-Ángeles, C.O. Díaz-Ovalle, G. González-Alatorre, E.O. Castrejón-González, R. Vázquez-Román, Effect of thermo-compression on the design and performance of falling-film multi-effect evaporator, Food and Bioproducts Processing, 96 (2015) 65-77.
- [14] M. Sagharichiha, A. Jafarian, M. Asgari, R. Kouhikamali, Simulation of a forward feed multiple effect desalination plant with vertical tube evaporators, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 75 (2014) 110-118.
- [15] F. Hajbi, H. Hammi, R. Solimando, A. M'nif, Evaporation of a reverse osmosis discharge studied by Pitzer model and solubility phase diagrams, Fluid Phase Equilibria, 307(2) (2011) 126-134.
- [16] A. Najafi, A. Jafarian, J. Darand, Thermo-economic evaluation of a hybrid solar-conventional energy supply in a zero liquid discharge wastewater treatment plant, Energy Conversion and Management, 188 (2019) 276-295.

حگالنده С آب خنککن cw شمارندەي مراحل i ورودى in سيال f آب تغذيه Fمحر ک MOTIVE خارجي out مكش ترموكمپرسور SUCTION بالانويس

* مربوط به بخار پیش گرمکن چگالنده

منابع

زيرنويس

- [1] R. Kouhikamali, A.S. Kojidi, M. Asgari, F. Alamolhoda, The effect of condensation and evaporation pressure drop on specific heat transfer surface area and energy consumption in MED–TVC plants, Desalination and Water Treatment, 46(1-3) (2012) 68-74.
- [2] C.H. Stevens, Assessment of desalination treatment processes for future water supplies, Massachusetts Institute of Technology, 2003.
- [3] G. Aly, Computer simulations of multiple-effect FFE-VC systems for water desalination, Desalination, 45(2) (1983) 119-131.
- [4] H.T. El-Dessouky, G.M. Assassa, Computer simulation of the horizontal falling film desalination plant, Desalination, 55 (1985) 119-138.
- [5] M. Darwish, A. El-Hadik, The multi-effect boiling desalting system and its comparison with the multi-stage flash system, Desalination, 60(3) (1986) 251-265.
- [6] S.M. Tonelli, J. Romagnoli, J. Porras, Computer package for transient analysis of industrial multiple-effect evaporators, Journal of food engineering, 12(4) (1990) 267-281.
- [7] W.T. Hanbury, in: IDA World Congress on Desalination and Water Sciences, Abu Dhabi, UAE, 1995, pp. 375.
- [8] N.H. Aly, A.K. El-Figi, Thermal performance of seawater

system integrating multi-effect distillation and evaporative crystallization for desalination brine treatment, Desalination, 502 (2021) 114928.

- [19] F.P. Incropera, A.S. Lavine, T.L. Bergman, D.P. DeWitt, Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley, 2007.
- [17] S. Azimibavil, A. Jafarian, Heat transfer evaluation and economic characteristics of falling film brine concentrator in zero liquid discharge processes, Journal of Cleaner Production, 285 (2021) 124892.
- [18] Q. Chen, M. Burhan, M.W. Shahzad, D. Ybyraiymkul, F.H. Akhtar, Y. Li, K.C. Ng, A zero liquid discharge

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم A. Forouzi Feshalami, R. Kouhikamali, Simulation of a Forced Multiple Effect Brine Concentration Process, Amirkabir J. Mech Eng., 54(3) (2022) 509-530.



DOI: 10.22060/mej.2021.20091.7165