

Trabajo Fin de Máster

Sistemas de Energía Térmica

Modelado y análisis del Sistema de Refrigeración Solar con Eyector para aplicaciones de climatización

Autor: Miguel Ávila Gutiérrez

Tutor: José Manuel Salmerón Lissén

Tutor: Bernardo Peris Pérez

**Dpto. Ingeniería Energética.
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2020



Trabajo Fin de Máster
Sistemas de Energía Térmica

Modelado y análisis del Sistema de Refrigeración Solar con Eyector para aplicaciones de climatización

Autor:

Miguel Ávila Gutiérrez

Tutor:

José Manuel Salmerón Lissén

Tutor:

Bernardo Peris Pérez

Dpto. Ingeniería energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2020

Trabajo Fin de Máster: Modelado y análisis del Sistema de Refrigeración Solar con Eyector para aplicaciones de climatización

Autor: Miguel Ávila Gutiérrez

Tutor: José Manuel Salmeron Lissén

Tutor: Bernardo Peris Pérez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

Agradecer a mis tutores por haberme dejado formar parte de lo que ha sido mi primer contacto con la investigación. Difícil y fructuoso a partes iguales, me quedo con todo lo aprendido y más aún con lo que queda por aprender. Aunque sea un año extraño para acabar los estudios, afronto con ganas lo que viene ahora. Por último, no podría despedirme de mi etapa como estudiante sin darle las gracias a mi familia, y a Cristina, por aguantarme y sufrirme cuando más lo he necesitado.

Miguel Ávila Gutiérrez

Sevilla, 2020

Resumen

Los nuevos edificios en Europa, a partir de 2021, liderarán una transición hacia el uso extensivo de fuentes de energía renovable para ser Edificios de Energía Casi Cero (NZEB). A este respecto, los países con una alta disponibilidad de energía solar se han comprometido a reducir al mínimo su dependencia de la energía primaria mediante la adopción de tecnologías solares. Así, los edificios de España cubrirán más del 70% de la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) mediante energías renovables, como el uso de colectores solares térmicos.

No obstante, estos campos de energía solar térmica se sobredimensionarán durante las estaciones más cálidas, rechazando el calor residual al ambiente y aumentando la demanda de aire acondicionado. El Sistema de Refrigeración por Eyectores Accionados por Energía Solar (SERS) puede ser una solución para obtener refrigeración solar. Sin embargo, el rendimiento del SERS se ve limitado cuando se utilizan colectores solares térmicos de baja a media temperatura, de producción de ACS, en climas cálidos. Por consiguiente, este documento reformula la aplicación de la SERS como un sistema de preenfriamiento de aire fresco para unidades de tratamiento de aire. De este modo, se evalúan varios fluidos de trabajo respetuosos con el medio ambiente para satisfacer los requisitos del SERS. De esta manera, R600a, R717 y R1234ze(E) se comparan además dentro del rendimiento estacional bajo condiciones de funcionamiento severas. Se encontró que R600 logra los mejores ahorros eléctricos ($COP_{el}=28,3$) mientras que R717 muestra mayores resultados en términos de rendimiento general ($COP=0,37$).

Abstract

New buildings in Europe, from 2021, will lead a transition towards the extensive use of renewable energy sources to be Nearly Zero Energy Buildings (NZEB). In this regard, countries with high availability of solar energy are committed to minimizing their primary energy dependence by adopting solar technologies. Thus, buildings of Spain will cover over 70% of Domestic Hot Water (DHW) demand by means of renewable energy, such as using solar thermal collectors.

Nonetheless, these solar thermal energy fields will be oversized during warmer seasons, rejecting the waste heat to the ambient while increasing the air conditioning demand. The Solar-driven Ejector Refrigeration System (SERS) may be a solution to obtain solar cooling. Nevertheless, the SERS performance is constrained when low to medium temperature solar thermal collectors, of DHW production, are used in warm climates.

Consequently, this paper reformulates the SERS application as a fresh air pre-cooling system for air handling units. Thereby, several environmental-friendly working fluids are evaluated to address the SERS requirements. In doing so, R600a, R717 and R1234ze(E) are further compared within the seasonal performance under severe operating conditions. It was found that R600 achieve the best electrical savings ($COP_{el}=28.3$) while R717 shows greater results in terms of overall performance ($COP=0.37$).

Agradecimientos	9
Resumen	11
Abstract	13
Índice	14
Índice de Tablas	16
Índice de Figuras	18
1 Introduction	20
2 Application description	23
3 System modeling	25
3.1 <i>Two-phase flow ejector</i>	25
3.1.1 Critical point model	26
3.1.2 Breakdown point model	30
3.1.3 Speed of sound	32
3.2 <i>Two-phase flow ejector</i>	32
4 Ejector model validation	11
4.1 <i>R141b</i>	11
4.2 <i>R245fa</i>	11
4.3 <i>R245fa</i>	12
5 Results and discussion	14
5.1 <i>Analysis of the ERS performance using R134a</i>	14
5.2 <i>Selection of working fluids</i>	15
5.3 <i>Multi-ejector performance</i>	19
5.4 <i>Seasonal analysis</i>	20
6 Conclusions	22
Referencias	23
Índice de conceptos	26
Apéndice A	29
Apéndice B: resumen en español	31

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1. Traditional and low GWP refrigerants (fluorinated and natural) proposed for the SERS use.	22
Tabla 4-1. Summary of ejector and ERS performance of theoretical results calculated with the present model, compared with the experimental data from Shestopalov et al. (2015)	12
Tabla 5-1. Ejector geometries	14
Tabla 5-2. Optimal values for the three multi-ejectors using R600	19

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2-1. Application of SERS as pre-cooling system for Air Handling Unit.	24
Fig. 2-2. SERS: (a) cycle architecture; (b) logP-h diagram using R600.	24
Fig. 3-1. Operation modes of an ejector: (a) Primary pressure remains constant; (b) Condensing back pressure remains constant.	25
Fig. 3-2. Schematic diagram of ejector and the corresponding pressure and velocity profile.	27
Fig. 3-3. Calculation flowchart of the present model.	33
Fig. 4-1. (a) Critical entrainment ratio and (b) critical condensing pressure comparison of the present model with the experimental results of Huang et al. (1999)	11
Fig. 4-2.(a) Critical entrainment ratio and (b) critical condensing pressure comparison of the present model with the experimental results of Li et al. (2018)	13
Fig. 4-3. Comparison of the ejector subcritical performance of the present model and the experimental data provides by Li et al. (2018) for different levels of secondary temperatures (T_e) and primary temperatures (T_g) (a) $P_p=23.66$ bar; (b) $P_p=26.35$ bar. Both inlet conditions primary and secondary are saturated.	13
Fig. 5-1. Critical entrainment ratio and (b) critical condensing temperature as a function of generator temperature at different area ratios with R134a and $T_e=10^\circ\text{C}$.	15
Fig. 5-2. (a) Critical entrainment ratio and (b) critical condensing temperature as a function of condensing temperature at different evaporator temperatures with R134a and $T_e=90^\circ\text{C}$.	15
Fig. 5-3. (a) Critical entrainment ratio; (b) critical COP and (c) critical condensing temperature as a function of generator temperature using different working fluids with $A_r=5.04$ and $T_e=10^\circ\text{C}$.	17
Fig. 5-4. Critical entrainment ratio; (b) critical COP and (c) critical condensing temperature as a function of generator temperature using different working fluids with $A_r=5.04$ and $T_e=28^\circ\text{C}$.	18
Fig. 5-5. Performance hot season-based of each optimized ejector and the multiejector in warm climate with $T_g=120$ using R600: (a) COP; (b) COP_{el}	19
Fig. 5-6. Performance hot season-based of three different multi-ejector in warm climate for different generator temperatures using R600: (a) COP; (b) COP_{el}	20
Fig. 5-7. (a) Seasonal COP; (b) Seasonal COP_{el} compared with COP_{VCC} as a function of generator temperature using different refrigerants.	21

1 INTRODUCTION

Buildings are responsible for about 40% of the EU energy consumption and 36% of the greenhouse gas emissions (European Commission, 2020). This is mainly because 35% of the EU buildings are over 50 years old, and almost 75% of the building stock is considered energy inefficient. To boost the improvement of the buildings energy performance a legislative framework was established, including the Energy Performance of Buildings Directive (EPBD) (2010/31/EU, 2010) and the Energy Efficiency directive (2012/27/EU, 2012). In particular, the EPBD establishes that all new buildings from 2021 must be Nearly Zero Energy Buildings (NZEB), which means that a very low amount of energy should be demanded, and a significant extent of renewable energy sources should be considered in the generation. In this regard, countries are committed to minimizing their primary energy dependence by including technologies to benefit from renewable energy sources for heating, cooling, and electricity production, besides other purposes (Kong et al., 2020). For instance, Spain has recently updated the legislation of buildings energy efficiency (Royal Decree-Lay 732/2019, 2019), stipulating that over 70% of the Domestic Hot Water (DHW) demand of new buildings must be supplied by renewable energies. Considering that Spain has become a solar energy-intensive country, most of the future DHW demand of NZEB would come from a solar origin by using solar thermal collectors (Pablo-Romero et al., 2013).

Commonly, solar thermal energy fields designed in a warm climate to provide hot water for a district heating network, or DHW for a building, are oversized during summer months (Tian et al., 2017). Then, solar collectors require being cooled down by rejecting the waste heat to the ambient, while increasing the air conditioning demand of the building. An efficient alternative is to produce solar cooling by recovering the wasted heat (Pranesh et al., 2019). It has to be mentioned that the cooling demand in buildings is expected to grow until the triple by 2050 (IEA, 2018), requiring energy efficiency measures to be NZEB. Indeed, in 2019, about 1800 solar cooling systems were installed worldwide using absorption chillers (Weiss and Spörk-Dür, 2019).

Among solar cooling technologies, the Solar-driven Ejector Refrigeration System (SERS) is an emerging technology in comparison to the mature absorption chillers. Some advantages of the SERS are its structural simplicity, lower purchasing costs and maintenance (Varga et al., 2017). Moreover, the SERS allows a flexible selection of working fluids, being able to design more environmentally friendly by using natural and fluorinated refrigerants with low Global Warming Potential (GWP). On the other hand, the major drawback of the SERS is the lower performance reachable compared to absorption systems. Nonetheless, recently, Braimakis (2021) argued that under certain circumstances, especially low scales, the SERS may be cost-competitive if their lower equipment costs compensate the capital expenditure of the higher solar field required.

Similarly, numerous investigations focused on the advantages of the SERS for solar cooling as a future competitor of ammonia systems. Roman and Hernandez (2011) evaluated the SERS performance using R290, R600, R600a, R152 and R134a. The analysis was conducted considering evaporating temperatures ranging between 5 and 15 °C, and generation temperatures from 70°C to 95°C. Galindo et al. (2020) focused on the use of the low GWP refrigerants R1234yf, R1234ze, and R600a. The analysis was conducted assuming evaporating temperature of 13°C, condensing temperature of 40°C, and generator temperatures up to 125 °C, identifying R1234yf as the best candidate in terms of overall system efficiency. Guo and Shen (2009) proposed the SERS adoption in an office building for air-conditioning. The refrigerant proposed was R134a, for 8°C of evaporating temperature, 65°C of generator temperature, and condensing conditions from 27 °C to 34°C. Thereby, researchers concluded that electricity energy savings of 75% may be reached by using the SERS. Pridasawas and Lundqvist (2004) assessed the SERS using R600 at 10 °C of evaporating temperature, 37°C of condensing temperature, and 90 °C in the generator, reaching a COP of 2.5. However, authors outlined that if the thermal energy is obtained for free, such as rejected waste heat, the system performance could be

defined as the ratio between cooling capacity and electrical consumption (COP_{el}), reaching a value of 32.

With respect to the SERS performance enhancement, two streams outline in the literature. First, the use of more efficient and sustainable working fluids. And second, the ejector performance improvement by multiple ejector modules or variable-geometry devices.

Regarding the use of low GWP refrigerants, numerous alternatives were investigated in the literature to replace traditional working fluids. Fang et al. (2017) proposed hydro-fluoro olefin (HFO) refrigerants R1234yf and R1234ze(E) as a drop-in replacement for R134a in the ejector refrigeration cycle. Zhang and Mohamed (2015) demonstrated that R290, R600a, R601, R1234yf, R1234ze and R744 exhibit inherent advantages for cooling applications to replace R134a. Mwesigye and Dworkin (2018) proposed R600, R1234ze(Z), R1233zd(E), RE245fa2 and R1336mzz(Z) as replacements for the commonly used R141b and R245fa, demonstrating that greater values of entrainment ratio, cooling capacity and COP are reachable through a suitable refrigerant selection. A non-exhaustive review of proposed low GWP alternatives, including fluorinated and natural working fluids, to traditional refrigerants is collected in Table 1. Among thermophysical properties, the critical temperature is commonly used for screening the working fluid. This temperature sets the maximum evaporating temperature in the generator when subcritical cycles are implemented, which are preferable when R744 is not adopted (Besagni et al., 2016). Moreover, the fluid slope classifies the refrigerant according to the saturated vapor line as isentropic, dry and wet. Specifically, the slope has been outlined as a crucial parameter for the ejector model selection. Thus, since the first 1-D model developed by Keenan et al. (1950), ideal gas-based models were extensively used for the study of air, steam, but also dry slope refrigerants. However, more recent investigations demonstrate that a two-phase state may occur inside the nozzle of the ejector, being still more probable in wet fluids, requiring real fluid ejector models to improve the accuracy of the results (Chen et al., 2017).

As mentioned, the SERS performance directly depends on the ejector efficiency, which, in turn, is strongly affected by its internal geometry and the operating conditions for a specific refrigerant (Tashtoush and Nayfeh, 2020). Despite the simplicity of using a single fixed ejector, current investigations to improve the ejector efficiency propose the adoption of multi-ejector modules as a suitable solution. In particular, it consists of using multiple ejectors connected in a parallel arrangement, enabling or disabling modules to modify the system capacity and performance. In this way, Aligolzadeh and Hakkaki-Fard (2019) demonstrated that by means of three modules a COP improvement of 70% is achievable. A comprehensive review of the latest developments in multi-ejectors was conducted by Gullo et al. (2019). In addition to the use of multiple modules, the ejector geometry can also be adapted by introducing moving elements. Thus, Pereira et al. (2014) tested the influence of the Area Ratio (AR) on the ejector performance by introducing a spindle inside the nozzle, reporting COP improvements up to 85% compared to the fixed geometry ejector under specific operating conditions. Van Nguyen et al. (2020) analyzed the AR and the nozzle exit position (NXP) using high-precision stepper motors. The results evidenced that variable geometry ejectors penalize the advantages of simplicity and low maintenance associated with SERS, but compensate for its low COP by maximizing the ejector performance according to the operating conditions.

The reviewed literature manifests an increasing interest in the SERS investigation as a slightly less efficient but simpler solar cooling alternative to absorption systems. The possibility of using novel low GWP refrigerants and to achieve a flexible operation by means of multi-ejectors and variable geometry ejectors turns the SERS a feasible solution to be considered in future NZEB. In this regard, the SERS may benefit from the waste heat rejected by solar thermal energy fields during warmer seasons, when the DHW demand drops as the air conditioning demand increases. However, notice that the SERS performance is constrained when low to medium temperature solar thermal collectors, frequently installed for DHW production, are used in warm climates to produce cooling water at equivalent temperatures to chillers. In light of this, this paper proposes a novel application that reformulates the SERS use as a fresh air pre-cooling system for air handling units (AHUs). Thereby, greater evaporating temperatures that enable the SERS adoption are obtained and, consequently, a reduction on the heat load of the building would be achieved by means of the pre-cooling of the fresh air supply. In such way, since the heat load, which the chiller is working against, is reduced, the chiller will be working for more time at partial load and the total energy consumption along the year would be also reduced. To the best of authors knowledge, none of the current papers have analyzed the SERS seasonal performance considering the severe operating conditions of the proposed application, which correspond to warm climate temperatures in both evaporator and condenser, as well as low to medium temperatures in the generator.

Tabla 1-1. Traditional and low GWP refrigerants (fluorinated and natural) proposed for the SERS use.

No.	Type	Mol. Mass (kg/kmol)	Boiling T (°C)	Critical T (°C)	Critical P (bar)	ASHRAE 34	Fluid slope	ODP	GWP	
Traditional	R134a	HFC	102.03	-26.1	101.1	40.6	A1	wet	0	1430
	R141b	HCFC	116.95	32	204.4	42.1	A2	dry	0	725
	R245fa	HFC	134.05	15	153.9	36.5	B1	dry	0	1030
Fluorinated	R1234yf	HFO	114.04	-29.5	94.7	33.8	A2L	isentropic	0	4
	R1234ze(E)	HFO	114.04	-19	109.4	36.3	A2L	isentropic	0	6
	R1243zf	HFO	96.05	-25.4	103.8	35.2	A2L	isentropic	0	<1
Natural	R290	HC	44.10	-42.1	96.7	42.5	A3	wet	0	20
	R600a	HC	58.12	-11.7	134.7	36.3	A3	isentropic	0	4
	R600	HC	58.12	-0.5	152	38	A3	isentropic	0	4
	R717	NH3	17.03	-33.3	132.3	113.3	B2L	wet	0	0

For this purpose, the rest of the paper is organized as follows. Section 2 presents the proposed application, presenting a schematic of the facility, the thermodynamic cycle of the SERS, and the parameters considered in the performance analysis. Section 3 describes the numerical model developed, with special emphasis on the two-phase flow ejector and its geometry, and the performance analysis methodology. Section 4 validates the model of the ejector considering the most used traditional refrigerants. Section 5 conducts a performance analysis considering low GWP refrigerants, the geometry of single and multi-ejector modules, and a seasonal-based simulation. And, finally, section 6 collects the main conclusions of the study.

2 APPLICATION DESCRIPTION

AHU is used to condition and to distribute the air within the building as part of the Heating, Ventilation, and Air-Conditioning (HVAC) system. The unit is commonly installed on the roof of the building to take benefit from solar thermal energy. There are numerous possibilities of AHU setups, including rooftop packaged units, all fresh air handling units, or heating and cooling units, among others. In addition, a specific setup may include a ducted plate heat exchanger, free-cooling valves to mix fresh and exhaust air, an adiabatic cooling system, besides a fresh air pre-cooling system.

Accordingly, an AHU setup in which the SERS can be included is presented in Fig. 1. In particular, an full-fresh air handling unit, which often includes a ducted plate heat exchanger for exhaust air energy recovery (Han et al., 2018), is illustrated.

First, the cooling coil of the AHU is connected to a chiller, which may produce cooling water by means of a vapor compression cycle or an absorption system, which is preferable for a NZEBs. Second, a fresh air pre-cooling system by adopting the SERS is considered, which uses indirect heat transfer loop to accomplish safety criteria of not using direct expansion evaporators with flammable or toxic refrigerants in HVAC applications. Thereby, the fresh air temperature that enters into the ducted plate heat exchanger is decreased. It has to be clarified that the reduction of the recuperator inlet temperature, directly affects to the heat exchanger effectiveness, but produces a positive effect for the application in the form of fresh air outlet temperature reduction.

Notice that the fresh air pre-cooling SERS may also be included in many other AHU arrangements. Accordingly, this study focuses on the application described as guidelines able to be extrapolated to different application typologies.

The architecture of the SERS is represented in Fig. 2.a. As observed, this configuration does not necessarily require a compressor to operate. Indeed, the primary stream is impelled by the pump, and it is evaporated in the generator by means of the solar thermal energy recovered. On the other hand, the low-pressure vapor enters the suction chamber of the ejector owing to the Venturi effect and leaves the diffuser mixed with the primary stream at an intermediate pressure, which corresponds to the condensing pressure of the cycle. This effect is depicted in Fig. 2.b in a logP-h diagram using R600 as working fluid. Furthermore, this figure illustrates a particularity of the application proposed in this study

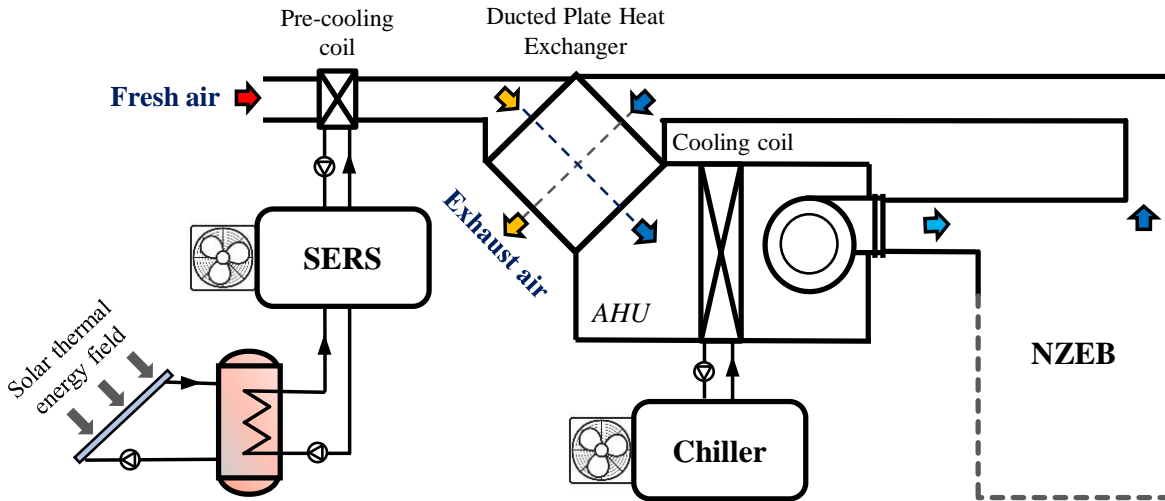


Fig. 2-1. Application of SERS as pre-cooling system for Air Handling Unit.

Specifically, there is a heat transfer between outdoor fresh air and the refrigerant of both, condenser and evaporator. The condenser uses the outdoor air to reject the waste heat of the cycle, while the evaporator allows cooling down the stream of fresh air that enters the AHU. The difference between condensing and outdoor temperatures is assumed 10 K, according to commercial chillers design criteria. This temperature difference may be kept constant by controlling the discharge pressure of the pump. On the other hand, the difference between outdoor and evaporating temperatures may vary according to the supplied air flow rate to the AHU. Considering that an full fresh AHU with a constant volume control is used, this temperature difference may be set constant as 15 K, which must be this high due to the intermediate water loop, in order to achieve a fresh air temperature reduction. Nevertheless, the implications of using variable air volume controls, e.g. including a damper and an exhaust air recirculation, are also considered and discussed below.

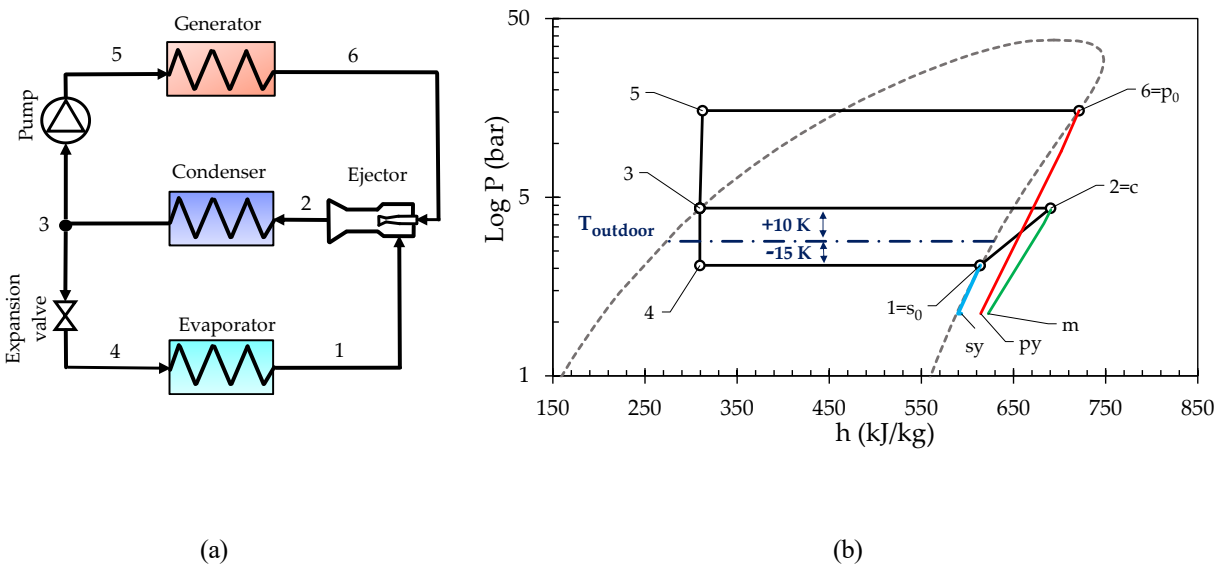


Fig. 2-2. SERS: (a) cycle architecture; (b) logP-h diagram using R600.

3 SYSTEM MODELING

3.1 Two-phase flow ejector

Ejectors can be classified into two main types by the mixing concept: constant-pressure mixing (CPM) ejectors and constant-area mixing (CAM) ejectors (Pianthong et al., 2007). Generally, CPM has better performance than CAM ejectors, according to Besagni et al. (2016). Thus, the theoretical model of CPM ejector is gaining the attention of several scientists and it is widely studied for being more suitable to use in SERS.

For that reason, the CPM ejector is the type chosen for this study. The main components of the configuration, the velocity and pressure profiles through the ejector are represented in Fig. 4. The ejector modeling is based on equations gathered by Chen et al. (2017) to determine performance in the critical mode of operation. The subcritical mode is governed by the constant-pressure disturbing proposed by Li et al. (2017). Overall modes are adapted to the two-phase speed of sound calculations. The following hypotheses are also considered:

- One-dimensional and steady flow inside the ejector.
- Kinematic energy at suction and discharge ports is negligible, as well as the heat transfer between the ejector and the environment.
- Frictional and mixing losses are considered through empirical coefficients.
- The pressure remains constant in the mixing chamber for both, under the critical and subcritical mode of operation, from the section y-y and section x-x to the choking phenomenon, respectively.
- Before the hypothetical throat, the two streams are independent flows. When the ejector operate at the critical mode, the second stream reaches the speed of sound and begin to mix with the primary flow at section y-y with a uniform pressure

Two key operational points defined the whole operating range of the supersonic ejector, as depicted the Fig. (3), based on the study provides by Besagni et al. (2016). In the critical mode, the entrainment ratio remains constant and equal to the entrainment ratio at the critical point since the two flow streams are choked. This condition is met while $P_c \leq P_{cc}$. In the subcritical mode, only the primary flow is choked and the entrainment ratio decrease in linear proportion to zero with the backpressure. The ejector work in this range as while as $P_{cc} < P_c < P_{cb}$. In the back-flow mode, the secondary flow is reversed resulting in ejector malfunction, while $P_{cb} \leq P_c$.

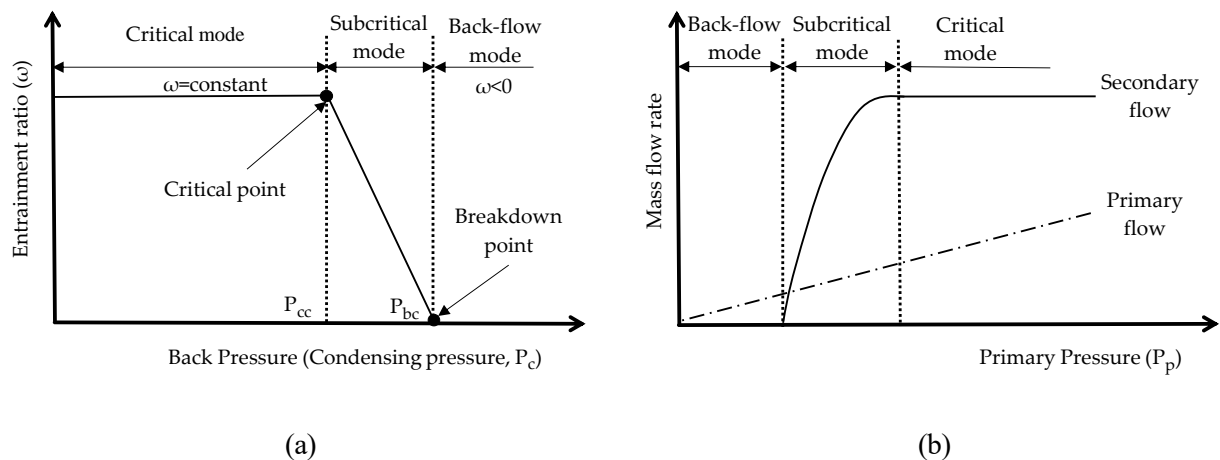


Fig. 3-1. Operation modes of an ejector: (a) Primary pressure remains constant; (b) Condensing back pressure remains constant.

It should be noted that at the critical mode, the secondary flow achieves the maximum flow rate and it is

limited to this value due to the choking phenomena. Consequently, the cooling capacity of the system remains constant. More precisely, after the primary flow expands out of the nozzle a converging duct is created (hypothetical throat), where there is no mixing. The suction flow is constrained by this cross-section, reaches the sonic speed and chokes in a certain position (y-y) in the constant area mixing section (Monday and Bagster, 1977).

3.1.1 Critical point model

3.1.1.1 Primary flow from inlet to nozzle throat

Applying the energy conservation to the convergent section of the throat, Eq. (1) can be obtained.

$$h_{p0} = h_t + \frac{u_t^2}{2} \quad (1)$$

According to the previous assumptions, the losses during the expansion process are introduced by the isentropic efficiency η_t . It is defined in Eq (2).

$$\eta_t = \frac{h_{p0} - h_t}{h_{p0} - h_{ts'}} \quad (2)$$

where $h_{ts'}$ is the enthalpy if the expansion processes from the inlet to the nozzle throat are isentropic. This hypothetical state can be calculated with the present pressure and the previous entropy, as expressed in Eq (3)

$$h_{ts'} = h(P_t, s_p) \quad (3)$$

Assuming that the primary flow is choked at the nozzle throat, the velocity u_t equals the sound of speed as expressed in Eq (4)

$$u_t = a_t \quad (4)$$

The calculation method of the speed of sound will be commented on in section 3.3. The Eq (5) describes a brief way to express the function

$$a_t = f(\rho_t, T_t) \quad (5)$$

The primary mass flow rate through the nozzle is determined using the following mass conservation relation.

$$m_p = \rho_t \cdot A_t \cdot u_t \quad (6)$$

3.1.1.2 Primary flow from the throat to the exit of nozzle

Applying the energy conservation to the divergent section Eq (7) can be obtained.

$$h_t + \frac{u_t^2}{2} = h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} \quad (7)$$

The velocity u_{p1} must satisfy the following mass conservation equation.

$$m_p = \rho_{p1} \cdot A_{p1} \cdot u_{p1} \quad (8)$$

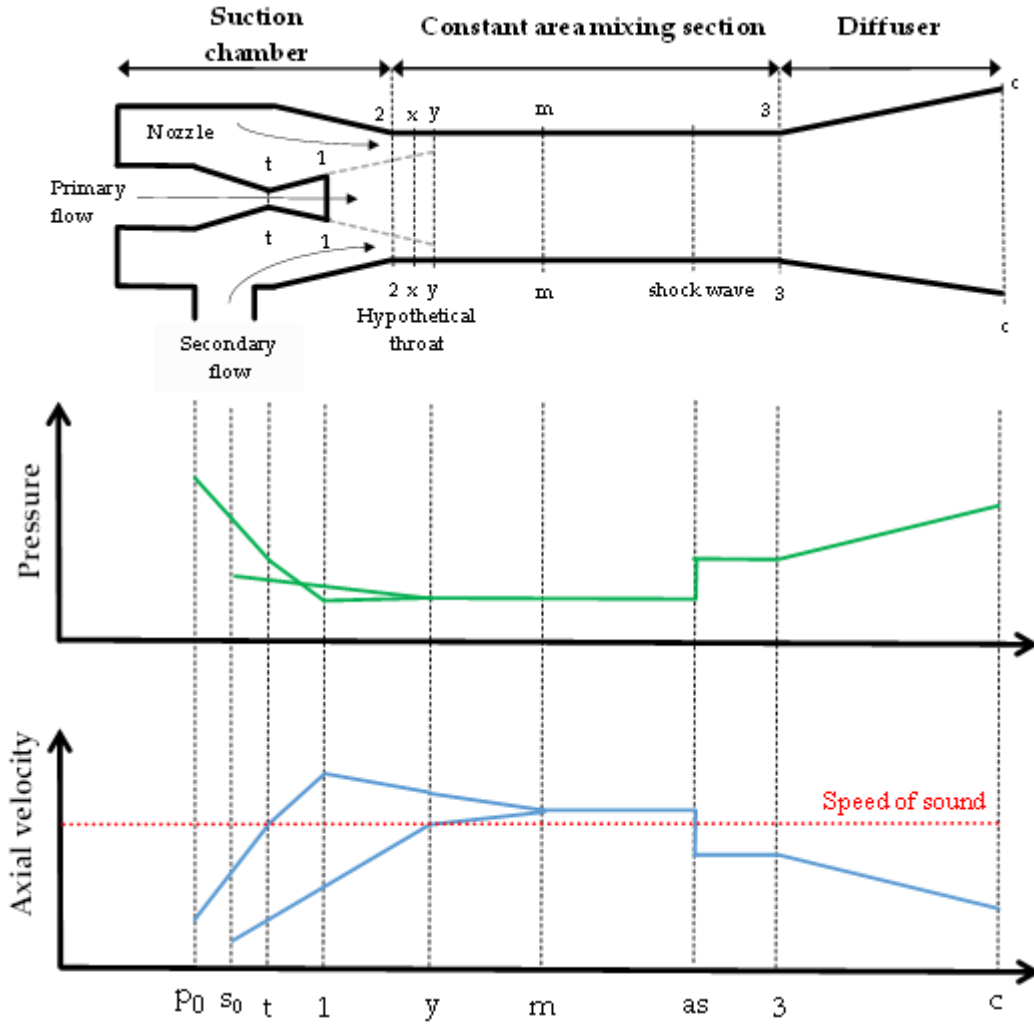


Fig. 3-2. Schematic diagram of ejector and the corresponding pressure and velocity profile.

3.1.1.3 Primary flow from nozzle exit to section y-y

The energy conservation between nozzle exit and section y-y is governing by the Eq (9)

$$h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} = h_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \quad (9)$$

The velocity u_{py} must satisfy the following mass conservation equation.

$$m_p = \frac{\rho_{py} \cdot A_{py} \cdot u_{py}}{\eta_{py}} \quad (10)$$

where η_{py} is the loss coefficient which considers the losses due to friction of primary flow.

3.1.1.4 Secondary flow from suction inlet to star mixing section y-y

Similar to the energy conservation in the primary inlet, the governing equation for the suction process is in the form of Eq (11)

$$h_{s0} = h_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \quad (11)$$

The isentropic efficiency is using to account for the friction losses through the expansion process

$$\eta_s = \frac{h_{s0} - h_{sy}}{h_{s0} - h'_{s0s}} \quad (12)$$

Assuming the ejector is under the critical operating mode, the secondary flow is choked at section y-y. Therefore the velocity u_{sy} is equals to the speed of sound.

$$u_{sy} = a_{sy} \quad (13)$$

The speed of sound at the section y-y, a_{sy} can be expressed as

$$a_{sy} = f(\rho_{sy}, T_{sy}) \quad (14)$$

The entrained secondary flow is obtained similarly as the primary mass flow rate

$$m_s = \rho_{sy} \cdot A_{sy} \cdot u_{sy} \quad (15)$$

The cross-sectional area at the hypothetical throat section is a geometrical parameter, A_3 . The areas covered by both the primary flow, A_{py} and the secondary flow, A_{sy} must satisfied the Eq (16)

$$A_3 = A_{py} + A_{sy} \quad (16)$$

3.1.1.5 Mixing and shock in constasnt section

The energy conservation at constant pressure in the mixing chamber be expressed as:

$$m_p \cdot \left(h_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \right) + m_s \cdot \left(h_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \right) = (m_p + m_s) \cdot \left(h_m + \frac{u_m^2}{2} \right) \quad (17)$$

Applying the quantity momentum conservation, the Eq (18) can be obtained.

$$\Phi_m \cdot (m_p \cdot u_{py} + m_s \cdot u_{sy}) = (m_p + m_s) \cdot u_m \quad (18)$$

where Φ_m is introduced as a coefficient to consider the friction losses during the mixing process.

Considering that the mass flow through the shock wave is constant and applying both the momentum and continuity equation, the Eq (19) is obtained.

$$\frac{P_3 - P_m}{\rho_3 - \rho_m} \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_m} \right) = u_m^2 \quad (19)$$

The energy conservation equation can be expressed as:

$$h_m + \frac{u_m^2}{2} = h_3 + \frac{u_3^2}{2} \quad (20)$$

The shock wave is commonly expressed by the Hugoniot equation, which allows for evaluation of the shock in terms of purely thermodynamic variables (Marsh, 1983)

$$h_3 - h_m = \frac{P_3 - P_m}{2} \cdot \left(\frac{\rho_m + \rho_3}{\rho_m \cdot \rho_3} \right) \quad (21)$$

3.1.1.6 Diffuser

The divergent section causes a rise in pressure while the velocity decreases. The energy balance of the diffuser process is expressed as follows:

$$h_{cc} = h_3 + \frac{u_3^2}{2} \quad (22)$$

where h_{cc} is the enthalpy at the exit of the diffuser when the ejector operates at critical mode.

Considering the diffuser as a non-isentropic process, the losses during the compression are included by the isentropic efficiency η_d

$$\eta_d = \frac{h_{ccs'} - h_3}{h_{cc} - h_3} \quad (23)$$

where $h_{ccs'}$ is the enthalpy corresponding to the ideal isentropic process. The critical condensing pressure P_{cc} , i.e, the pressure at the exit of the diffuser when the ejector operate at the critical point, is equal to P_{cs} . Then

$$s_{ccs'} = s_3 \quad (24)$$

$$P_{cc} = P_{ccs'} = P(h_{ccs'}, s_{ccs'}) \quad (25)$$

Besides the critical condensing pressure, the entrainment ratio is the other parameter widely used in literature to characterize the ejector performance. The entrainment ratio under critical conditions is given by

$$\omega_{cc} = \frac{m_s}{m_p} \quad (26)$$

3.1.2 Breakdown point model

3.1.2.1 Primary flow from inlet to nozzle exit

The flow evolution in the nozzle is the same as that at the critical point since the primary flow is still choked. Therefore, Equations (1)-(8) can be used in the breakdown model.

3.1.2.2 Primary flow from nozzle exit to section x-x

The process is approximately isentropic, namely,

$$s_{px} = s_p \quad (27)$$

According to the constant-pressure disturbing effect, the pressure of primary flow equals that of the secondary flow at section x-x. i.e. $P_{px} = P_{sx}$. Then,

$$h_{px} = h(P_{px}, s_{px}) \quad (28)$$

Applying the energy conservation to the primary flow between the inlet and the section x-x the Eq (29) is obtained:

$$h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} = h_{px} + \frac{u_{px}^2}{2} \quad (29)$$

3.1.2.3 Secondary flow from suction inlet to start mixing section x-x

According to the assumption (constant-pressure disturbing), the secondary flow remains unmixed until section x-x. Therefore, the energy conservation between the secondary inlet and the section x-x can expressed as:

$$h_{s0} = h_{sx} + \frac{u_{sx}^2}{2} \quad (30)$$

When the ejector operates at the breakdown point, the secondary flow is small enough to accept that the entrainment ratio is equal to zero. Thus, it can be assumed that the velocity of the secondary flow is negligible and the pressure of the secondary flow at section x-x equals inlet pressure, namely, $P_{sx} = P_{s0}$

3.1.2.4 Constant pressure disturbing

Although the entrainment ratio is equal to zero, the pressure of the secondary flow still disturbing the breakdown condensing pressure. The secondary flow affects P_{cb} , even if it does not mix with the primary flow at any section. Thus, to consider this effect, it is assumed that the flow rate of the secondary flow is not equal

to zero but small enough to change P_{cb} . The exact value of m_s is $1e-6$ kg/s according to Li et al. (2017) and the momentum transfer efficiency Φ_{mb} is introduced to account for the losses between section x-x and section m-m.

Applying the energy conservation the Eq () can be obtained:

$$m_p \cdot \left(h_{px} + \frac{u_{px}^2}{2} \right) + m_s \cdot \left(h_{sx} + \frac{u_{sx}^2}{2} \right) = (m_p + m_s) \cdot \left(h_m + \frac{u_m^2}{2} \right) \quad (31)$$

The quantity momentum conservation gives;

$$\Phi_{mb} \cdot (m_p \cdot u_{px} + m_s \cdot u_{sx}) = (m_p + m_s) \cdot u_m \quad (32)$$

$$\Phi_{mb} = \Phi_m \cdot \left(1 - 1.5 \cdot \frac{P_c - P_{cc}}{P_{cc}} \right) \quad (33)$$

Considering the constant-pressure disturbing, the pressure remains constant between sections x-x and m-m, i.e. $P_m = P_{px} = P_{sx}$. Therefore, the thermodynamic state at section m-m is defined by h_m and P_m . It is assumed that the flow suffers a shock wave and the pressure rises from P_m to P_3 . This process is governing by Equations (19)-(21) in the critical model.

3.1.2.5 Diffuser

The flow process in the diffuser is similar to that at critical point mode. The only difference is that the exit of the diffuser is the breakdown point instead of the critical point. Thus, the equations for this case can be expressed as:

$$h_{cb} = h_3 + \frac{u_3^2}{2} \quad (34)$$

$$\eta_d = \frac{h_{cbs'} - h_3}{h_{cb} - h_3} \quad (35)$$

$$s_{cbs'} = s_3 \quad (36)$$

$$P_{cb} = P_{cbs'} = P(h_{cbs'}, s_{cbs'}) \quad (37)$$

and the entrainment ratio for subcritical mode is calculated by

$$\omega = \omega_{cc} \cdot \frac{P_{cb} - P_c}{P_{cb} - P_{cc}} \quad (38)$$

3.1.3 Speed of sound

Considering that the working fluids are entering the primary nozzle in saturation conditions, the sonic velocity may occur inside the liquid-vapor region, especially in the case of wet refrigerants. The critical velocity at choked flow conditions has a non-linear dependency of the mixture quality, the two-phase flow pattern, and the slip between liquid and gas phase velocities (Petrovic et al, 2016). Angielczyk et al. (2010) suggested the Homogeneous Relaxation Model (HRM) to predict the speed of sound in the two-phase region, which resulted much more consistent than the Homogeneous Equilibrium Model (HEM). Therefore, the model proposed by Lund and Flatten (2010) is used.

$$a^{-2} = a_w^{-2} + \frac{\rho}{T} \cdot \frac{C_{p,v} \cdot C_{p,l} (\zeta_l - \zeta_v)^2}{C_{p,v} + C_{p,l}} \quad (39)$$

$$a_w^{-2} = \rho \cdot \left(\frac{\epsilon_v}{\rho_v \cdot a_v^2} - \frac{\epsilon_l}{\rho_l \cdot a_l^2} \right) \quad (40)$$

$$\zeta_k = \left(\frac{\partial T}{\partial \rho} \right) = \frac{T \cdot \beta_k \cdot v_k}{c_{p,k}} \quad (41)$$

$$C_{p,k} = \rho_k \cdot \epsilon_k \cdot c_{p,k} \quad (42)$$

3.2 Two-phase flow ejector

A flow chart of the calculation procedure for the SERS is presented in Fig. (5). Once the point of operation of the ejector is known, the COP of the system and the thermal powers of each heat-exchanger are calculated as follows.

The total heat rejected to the environment in the condenser is calculated as:

$$\dot{Q}_{cd} = (m_p + m_s) \cdot (h_{cdi} - h_{cdo}) \quad (43)$$

The work of the pump is given by

$$\dot{W}_p = m_p \cdot (h_{po} - h_{pi}) \quad (44)$$

To ensure the energy equilibrium of the system, the next Eq. must be satisfied

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_p \quad (45)$$

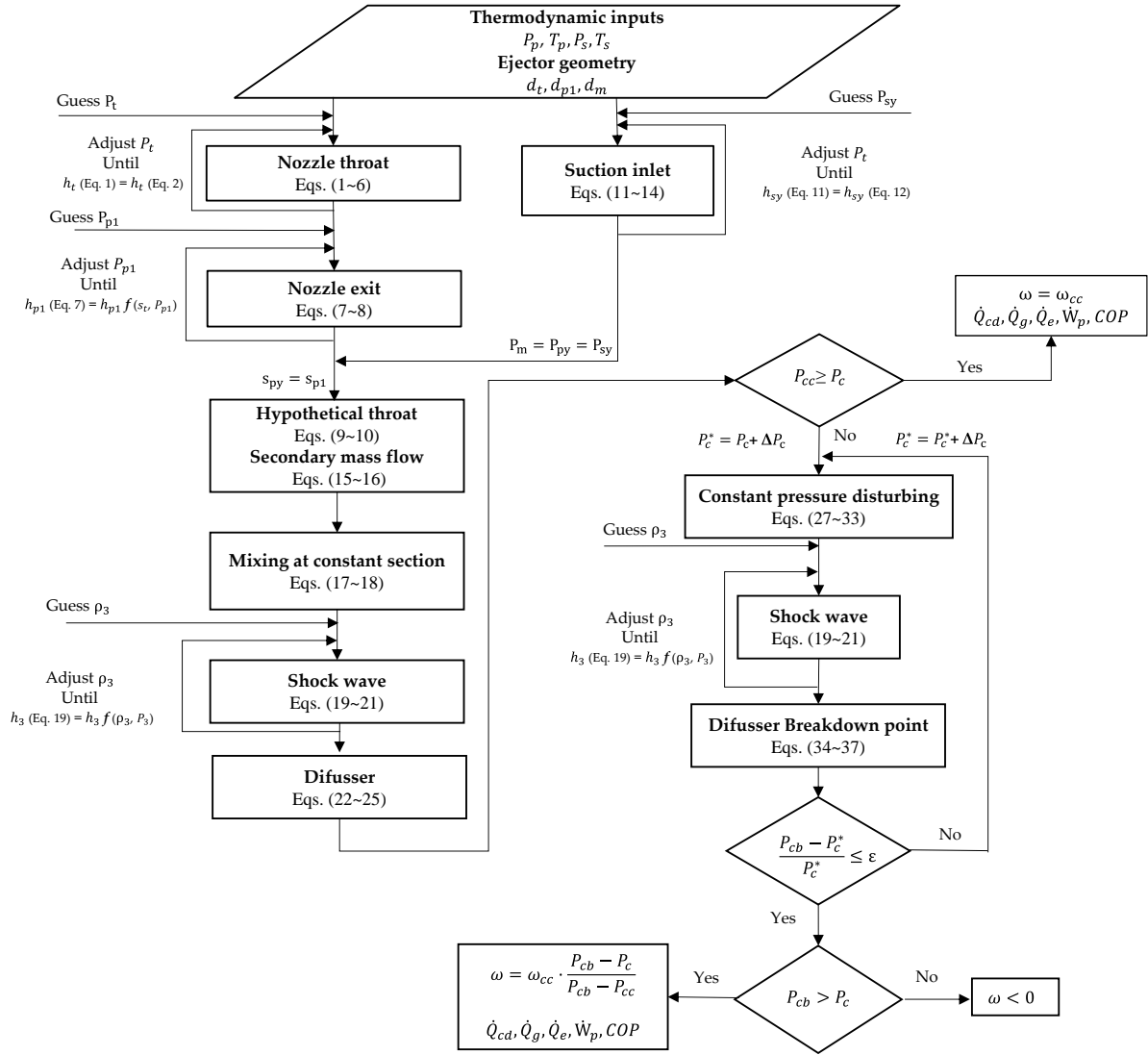


Fig. 3-3. Calculation flowchart of the present model.

The COP of the ejector refrigeration system is defined as follow

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (46)$$

and using the Eqs. 42, 43 y 45 the Eq. 47 can be reformulated.

$$COP = \omega \cdot \frac{h_{e0} - h_{ei}}{h_{g0} - h_{fo}} \quad (47)$$

Additionally, two more Coefficients of Performances have been defined. The electrical COP, COP_{el} , may be used to evaluate the electricity improvement of the SERS compared to a VCC (Braimakis, 2021). The seasonal COP of the SERS, $COP_{seasonal}$, is defined as the ratio between the total cooling load and the total energy consumed over a year. In the present study, the seasonal COP is defined over a warm season instead of a year.

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_p} \quad (48)$$

$$Seasonal COP = \left(\omega \cdot \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \right)_{warm\ season} \quad (49)$$

Some assumptions are also considered in the thermodynamic cycle and the multi-ejector design. The ambient temperature at which cooling is required is in the range of 25-43°C. As the amount of hours that ambient temperature exceeds 41°C in the climate considered is negligible, the real range taken into account to decide at which points the ejectors are being designed to operate at optimal conditions is 25-41°C. According to Aligolzadeh and Hakkaki-Fard (2019), three ejectors could provide the optimum benefit in terms of COP. Then, with this range of ambient temperatures ($\Delta T_{outdoor}=16$) and three ejectors, the temperatures of design are 29, 33 and 37°C. The generator temperature is assumed to be constant and three different values are considered. Thus, for each generator temperature, a multi-ejector is designed, with one fixed geometry ejector optimized for each outdoor design temperature. The optimization calculation is based on the method of the conjugate direction using EES. Furthermore, it is assumed that both the primary and the secondary inlets of the ejector are saturated without any kind of reheat.

The loss coefficients of the ejector model are widely used in the literature, both constant and variable as a function of the geometry of the ejector and the operating conditions (Chen et al, 2017), (Li et al, 2017b). Due to the purpose of this study in which many fluids of different types are evaluated, the loss coefficients of the present ejector model are established in such a way that they do not depend on the type of working fluid, paying particular attention that the grade of accuracy achieved is acceptable

4 EJECTOR MODEL VALIDATION

This section aims to check the validity of the model by comparing it with experimental results from different types of fluids. Except for the momentum transfer efficiency at the subcritical mode, Φ_{mb} , which value change according to Eq. (33), the rest of the isentropic efficiencies and losses coefficients are adopted as constant ($\eta_t = 0.92$, $\eta_s = 0.85$, $\eta_{py} = 0.8$, $\eta_d = 0.95$, $\Phi_m = 0.95$). Therefore, all these parameters do not depend on the type of working fluid so the model can be universally applied with any refrigerant.

4.1 R141b

As presented in Figure (4-1), the present model and the experiment set carried out by Huang et al. (1999) are compared. Huang et al. tested R141b ejector performance for several combinations of nozzle throat areas, nozzle exit areas, and mixing chamber areas. The area ratio range from 6.44 to 10.44 and two different values of aspect area ratio were taken (2.905, 3.27). Operating conditions include saturated generator vapor temperature from 78°C to 95°C, and evaporator temperature from 8 to 12°C. Considering no superheating is applied, all of these temperatures correspond to the saturated vapor pressures.

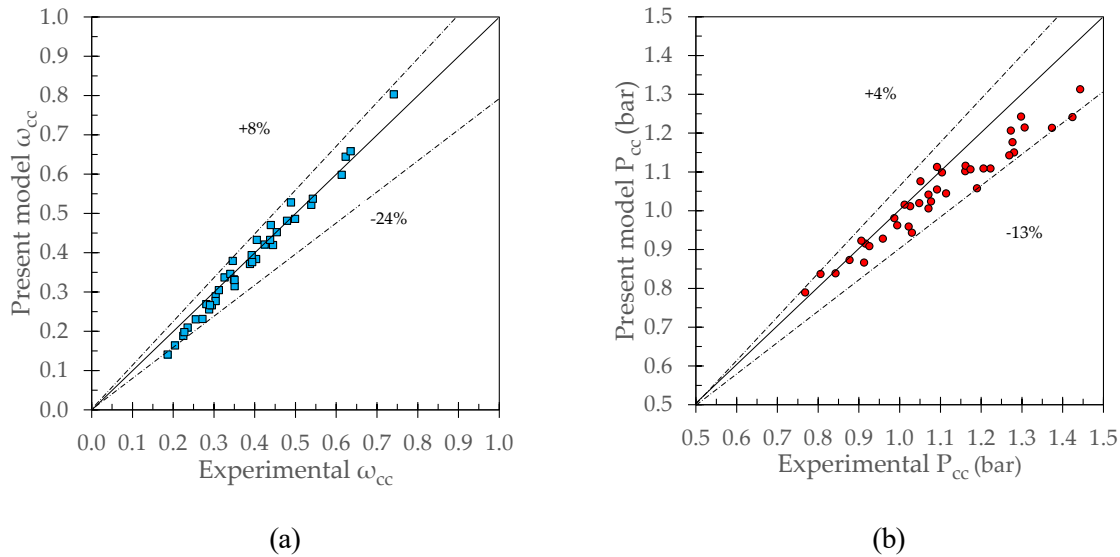


Fig. 4-1. (a) Critical entrainment ratio and (b) critical condensing pressure comparison of the present model with the experimental results of Huang et al. (1999)

Although the maximum error of the critical entrainment ratio is 24.2%, only in this case the error is higher than 20%. Additionally, for the 39 cases of the study, practically 50% of them do not exceed an error of 8%. In the case of the critical condensing pressure, the maximum error is 12.8%, however, the error range of almost 90% points of back pressures are within 10%.

4.2 R245fa

Table (4-1) shows the comparison between the present model and the data from the R245fa experimental study by Shestopalov et al. (2015). Furthermore, in this case, the COP and the \dot{Q}_e are also included in the analysis. It can be seen that the theoretical results of all the parameters coincide fairly well with the measured

data. For critical entrainment ratios, the maximum absolute error is practically 5%. Most of the critical condensing pressures are within $\pm 3\%$ deviation compared with the experimental data and the maximum error is about 4%. All the estimated values of COP do not exceed a derivation of $\pm 6\%$ and the maximum cooling effect error, \dot{Q}_e , is 8.3%

Tabla 4-1. Summary of ejector and ERS performance of theoretical results calculated with the present model, compared with the experimental data from Shestopalov et al. (2015)

Ejector type	Area ratio	T_p (°C)	T_s (°C)	Critical condensing Pressure P_{cc} (bar)		Critical entrainment ratio ω_{cc}		COP		Q_e (kW)		Percentage error (theoretical compared with experimental)			
				Exp.	Present study	Exp.	Present study	Exp.	Present study	Exp.	Present study	P_{cc}	ω_{cc}	COP	Q_e
1A	7.25	90	8	2.098	2.044	0.241	0.233	0.186	0.175	3.1	2.8	-2.57	-3.34	-5.74	-8.30
1B	8.32	90	8	1.965	1.914	0.318	0.315	0.243	0.237	4.1	3.8	-2.61	-0.91	-2.41	-6.22
1C	9.63	90	8	1.793	1.784	0.402	0.416	0.309	0.313	5.2	5.1	-0.52	3.49	1.33	-2.37
2A	8.33	95	12	2.261	2.183	0.345	0.342	0.265	0.259	4.4	4.1	-3.45	-0.84	-2.46	-5.86
2B	9.55	95	12	2.062	2.049	0.423	0.441	0.323	0.333	5.4	5.3	-0.64	4.23	3.13	-1.15
2C	11.06	95	12	1.864	1.906	0.536	0.562	0.411	0.425	7	6.8	2.20	4.90	3.37	-2.75
3A	9.71	100	16	2.307	2.311	0.471	0.484	0.358	0.367	5.7	5.7	0.19	2.71	2.54	0.29
3B	11.14	100	16	2.163	2.157	0.575	0.604	0.440	0.458	7	7.1	-0.28	5.04	4.17	1.95
3C	12.89	100	16	1.944	2.019	0.744	0.752	0.570	0.570	9.2	8.9	3.83	1.03	0.08	-3.45

4.3 R245fa

The experimental investigation carried out by Li et al. (2018) with R134a is also used to validate the present model, since this refrigerant is classified as wet fluid and is far from obeying ideal gas law. Furthermore, in this case, the validation is verified under both the double-shock and single shock conditions. For the critical entrainment ratios, 42% of the total of 24 cases compared have an error below 6%. The maximum discrepancy between theoretical and experimental entrainment ratios causes an error of -17%, as shown in Fig. (4-2). In the case of the critical condensing pressure, it can be observed an acceptable error range (+7%,-2.5%).

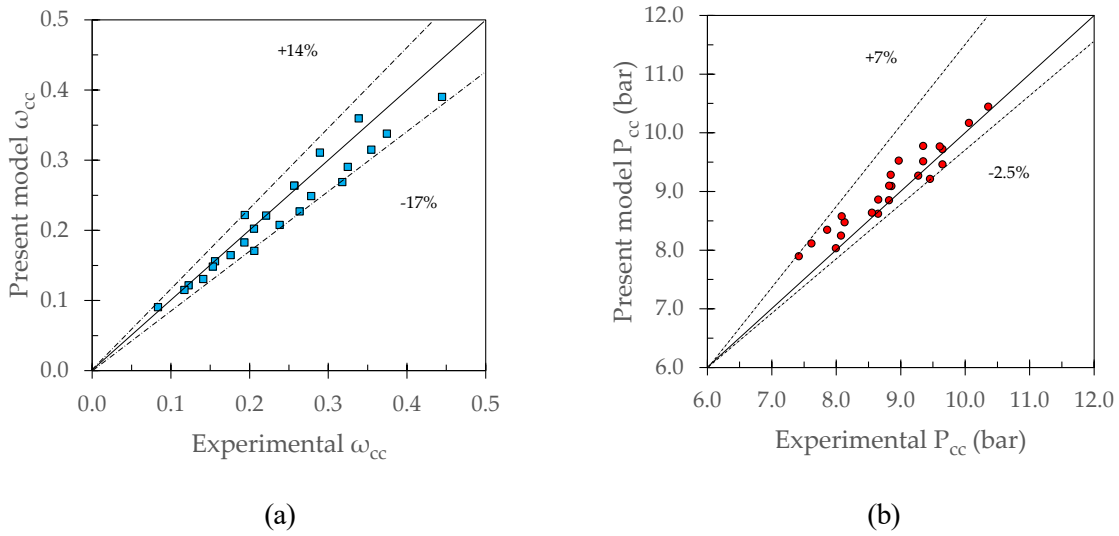


Fig. 4-2.- . (a) Critical entrainment ratio and (b) critical condensing pressure comparison of the present model with the experimental results of Li et al. (2018)

Fig. (4-3) shows the comparison results of the entrainment ratio between experimental and theoretical data for the entire operational range. For three different values of secondary pressure and two saturated temperatures of the generator, the performance of the present model is quite similar to the experimental results. The present model could predict the entrainment ratio and the pressure changes under subcritical mode by the influence of the backpressure for other working fluids.

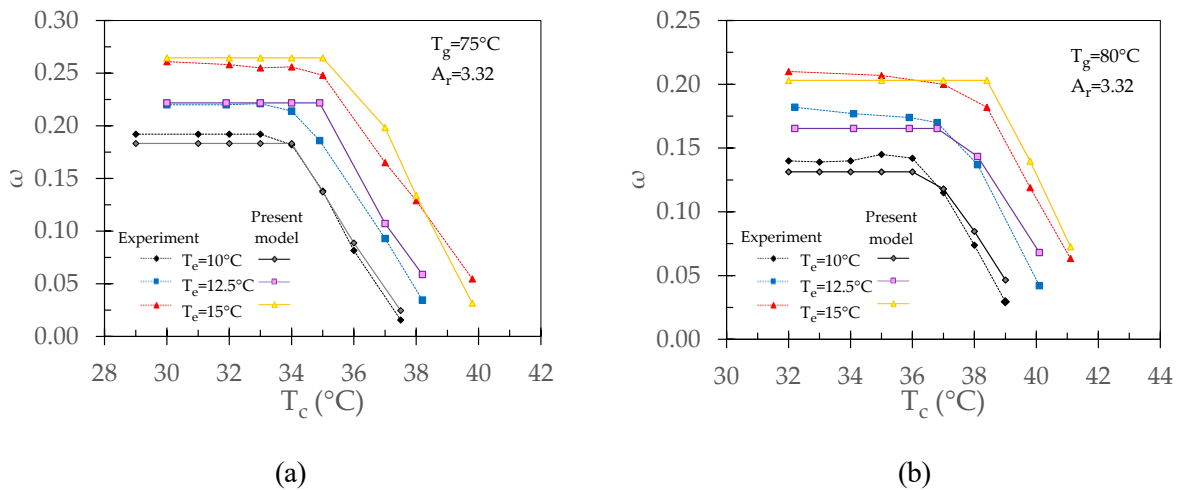


Fig. 4-3. Comparison of the ejector subcritical performance of the present model and the experimental data provides by Li et al. (2018) for different levels of secondary temperatures (T_e) and primary temperatures (T_g) (a) $P_p=23.66$ bar; (b) $P_p=26.35$ bar. Both inlet conditions primary and secondary are saturated.

5 RESULTS AND DISCUSSION

5.1 Analysis of the ERS performance using R134a

In this chapter, the present model is employed to analyze the ejector refrigeration system using R134a as the working fluid. The purpose of this section is to find out the key features of the SERS under the proposed air precooling working conditions to guide the study of the low GWP-ODP refrigerants in the most accurate way possible. Table (5-1) presents the different ejector geometries used to carry out the analysis of this chapter.

Tabla 5-1. Ejector geometries

Ejector	d_t (mm)	d_{p1} (mm)	d_m (mm)	A_r
BB [Li et al.(2018)]	2.09	2.70	3.81	3.32
1_1 [Shestopalov et al. (2015)]	2.75	4.50	5.80	4.45
AC [Li et al.(2018)]	2.50	3.30	5.60	5.02
AA [Huang et al.(1999)]	2.64	4.50	6.70	6.44
EC [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	7.60	7.26
ED [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	8.10	8.25
EF [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	8.84	9.83
EH [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	9.20	10.64
3C [Shestopalov et al. (2015)]	3.90	6.41	14.01	12.9
4_2 [Shestopalov et al. (2015)]	3.25	6.50	12.50	14.79

As depicted in Fig. (5-1a), as the generator temperature increases the critical entrainment ratio reduces. At a given area ratio, while increasing the saturation inlet temperature, and consequently, the primary pressure as well, the primary flow rate increases. As a result, the hypothetical throat fills a larger section of the constant area mixing section, which means the secondary flow has less section available to cross. Therefore, if the primary pressure continues to rise it reaches a point the hypothetical throat totally blocks the pass of the secondary flow or even appears the back-flow effect. This threshold where the entrainment ratio is zero can be observed for the case $A_r=3.32$ and $T_g=95^\circ\text{C}$ in Fig. (5-1a).

By applying similar reasoning, at a given primary inlet temperature, as the area ratio increases the constant section does too, causing an increase in the available cross-section and so an increase in the amount of the entrained secondary flow. A higher proportion of area does not necessarily mean a higher primary flow rate, but usually, a larger area ratio relates to a bigger nozzle throat diameter, which is directly proportional to the primary mass flow rate. In these cases in which the primary flow also increases, the increase in the secondary flow still being more important so the net effect is an increase of the entrainment ratio. Fig (5-1a) portrayed this trend in which as the area ratio increase, so does the critical entrainment ratio.

The critical entrainment ratios presented in Fig (5-1a) are calculated forcing a condenser temperature lower enough that allows the chock conditions in both primary and secondary flows, which means the ejector operates at critical mode. However, in practice, since the condenser temperature is generally imposed by the ambient temperature, the calculation of the critical condensing temperature is crucial to ensure the correct

operation of the ejector. As shown in Fig. (5-1b), for a fixed area ratio, the higher is the generator temperature the higher is the critical condensing temperature and, for a fixed generator temperature as the area ratio increases the critical condensing temperature drops. It can be noticed that these relations are opposite to those between T_g and A_r with the critical entrainment ratio.

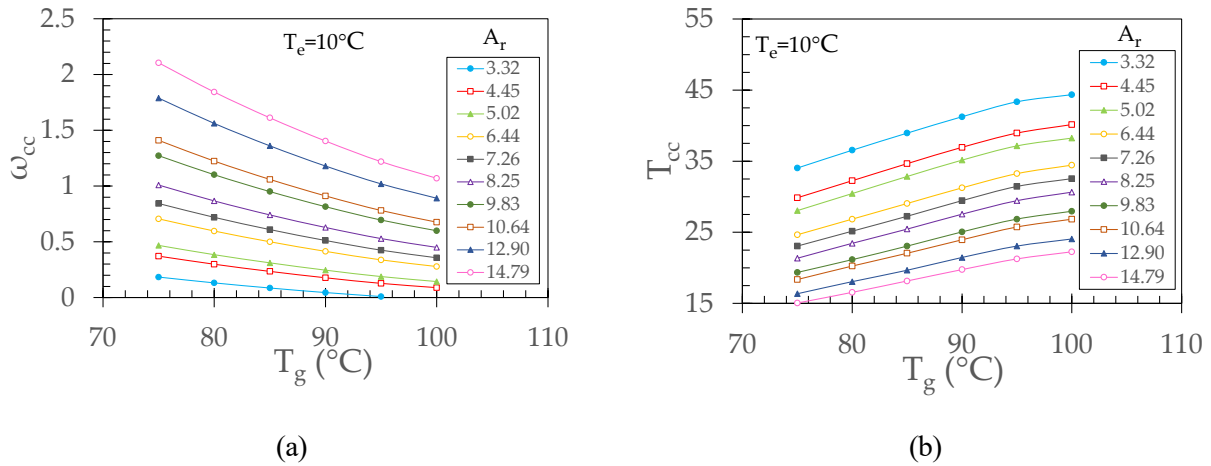


Fig. 5-1. Critical entrainment ratio and (b) critical condensing temperature as a function of generator temperature at different area ratios with R134a and $T_e=10^\circ\text{C}$.

The effect of including systems that allow a variable air volume control is also portrayed in Fig. (5-2). As described above, the difference between outdoor and evaporating temperatures is set as constant. Nevertheless, for a certain size of the SERS, by increasing the flow of fresh air through the evaporator the fresh air stream is less cooled down, which means that the evaporator temperature increase since the pinch point remains approximately constant. As Fig (5-2) shows, both the entrainment ratio (and therefore the cooling effect does too) and the COP, such as the critical condensing temperature are grater for higher evaporator temperatures. Although the increase in the performance opposes the effect caused by the increased fresh air flow, the system probably balances out in a new situation, where a higher amount of airflow is cooled slightly less.

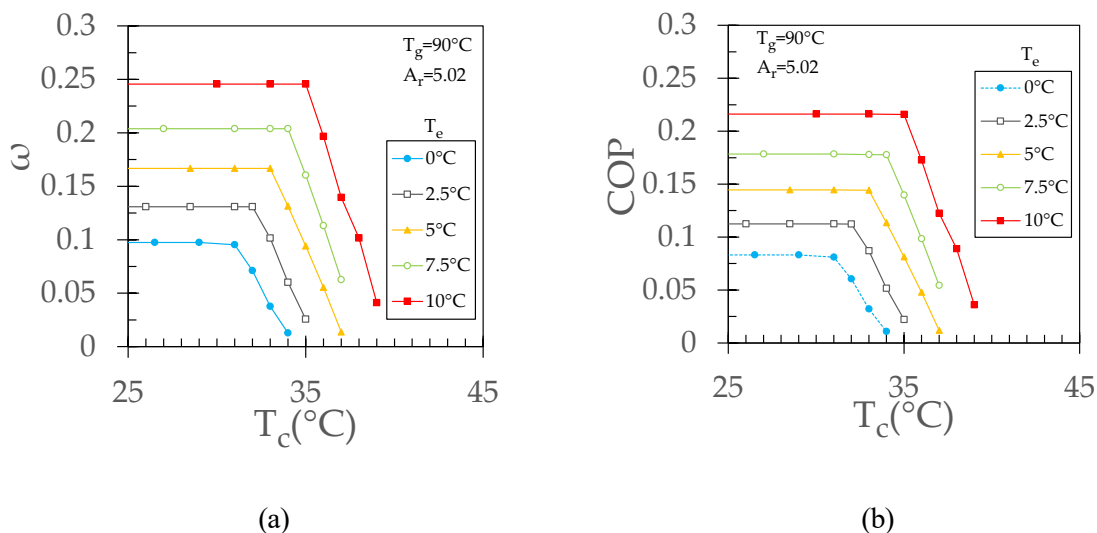


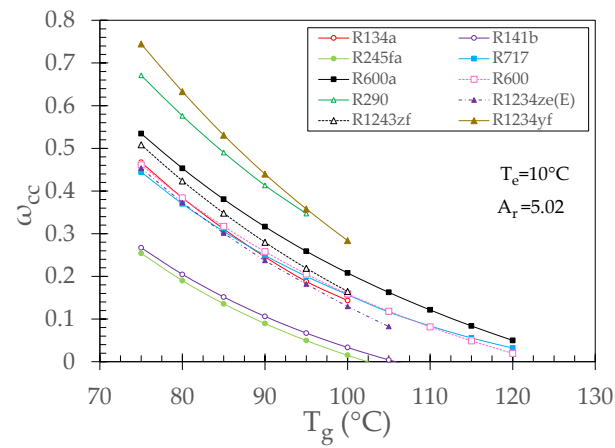
Fig. 5-2. (a) Critical entrainment ratio and (b) critical condensing temperature as a function of condensing temperature at different evaporator temperatures with R134a and $T_e=90^\circ\text{C}$.

5.2 Selection of working fluids

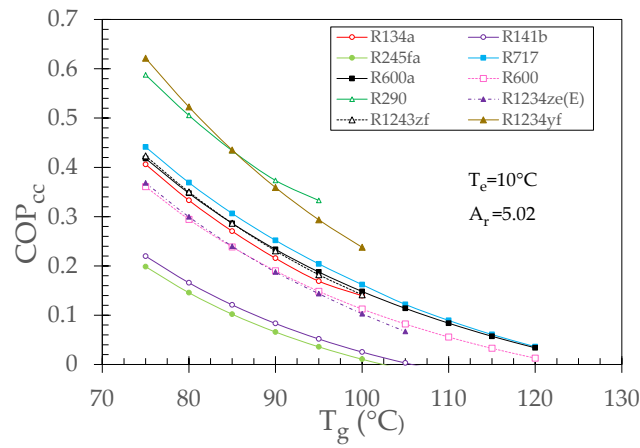
Figs. (5-3) and (5-4) show the critical entrainment ratio, the COP, and the critical condensing temperature of

several refrigerants for the two borderline cases of the application range. The minimum outdoor temperature considered is 25°C as from this point the building spaces may require cooling, and the maximum temperature is set to the higher temperature recorded in Seville, i.e. 43 °C. As argued above, due to the characteristics of the system, both the evaporator and condenser temperature are assumed to depend on the outdoor temperature. The considered generator temperature is in the range of 75-120 °C because these are the common limits of solar applications.

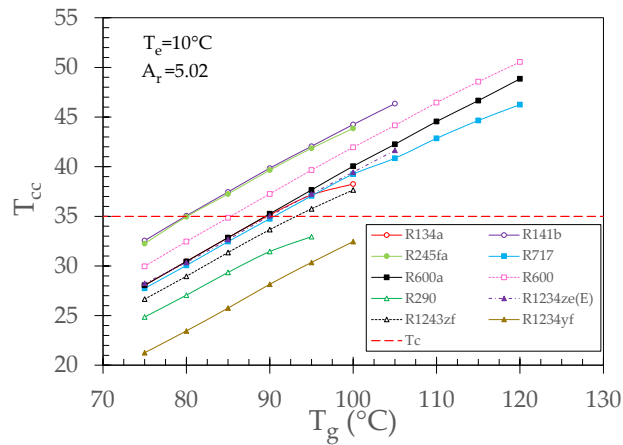
As shown in Figs. (5-3) and (5-4) R1234yf and R290 have the highest critical entrainment ratio and COP. However, the low backpressure of these fluids is not enough to operate at critical mode, even in the most favorable case, due to their critical temperature is lower than the minimum needed, as can be seen in Fig. (1-c). As commented above, by decreasing the area ratio a higher critical condensing temperature can be achieved. This fact must be taken into account but for these cases is not enough to reach the desire conditions. There are 3 refrigerants with low ODP and GWP that met the requirements of high critical condensing temperature and acceptable entrainment ratio and COP, namely, R600, R600a and R717. From Figs. (11b) and (12b), it can be seen that R717 has better performance of those fluids, while R600 can achieve higher critical condensing temperatures. Nevertheless, R600 and R717 have practical risks since they are inflammable and toxic, respectively. Although R1234ze(E) is slightly inflammable, it is also included in the study as it would be more appropriate than the R717 and R600 to operate in an ATU, taking into account safety.



(a)

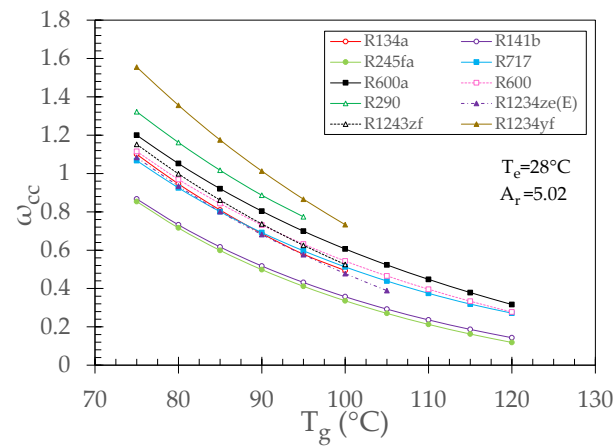


(b)

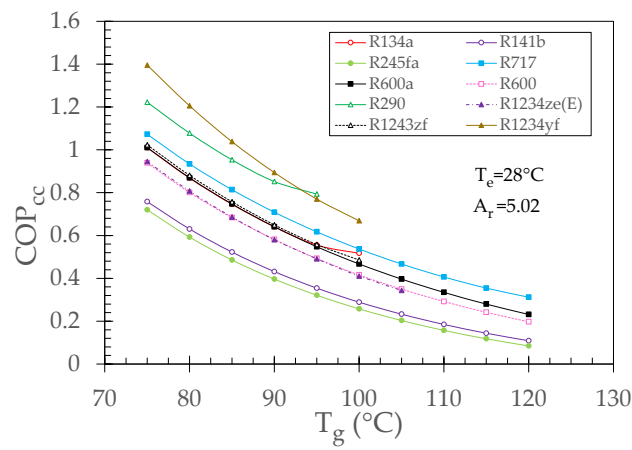


(c)

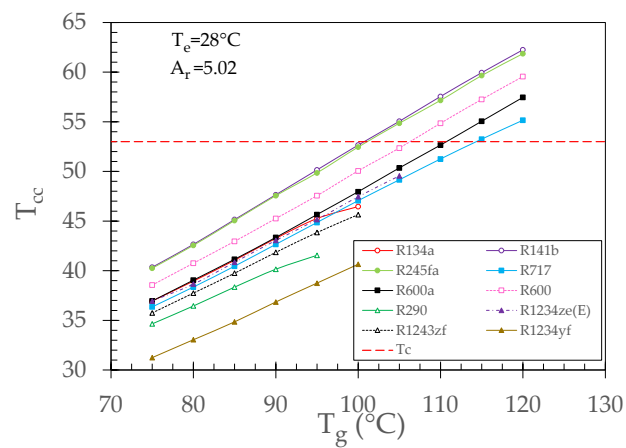
Fig. 5-3. (a) Critical entrainment ratio; (b) critical COP and (c) critical condensing temperature as a function of generator temperature using different working fluids with $A_t=5.04$ and $T_e=10^\circ\text{C}$.



(a)



(b)



(c)

Fig. 5-4. Critical entrainment ratio; (b) critical COP and (c) critical condensing temperature as a function of generator temperature using different working fluids with $A_r=5.04$ and $T_e=28^\circ\text{C}$.

5.3 Multi-eyector performance

Fig. (5-5) shows the COP of the individual eyector and the COP of the multi-eyector. At a given generator temperature and for a single eyector, the COP increases as the ambient temperature rises, reaching the maximum at the design point. Thus far the eyector has operated at critical mode, but since the condensing temperature exceeds the critical condensing temperature, the eyector starts to work under subcritical mode from this point forward, with the consequent COP drop. It can be seen that the optimal area ratio is lower as the ambient temperature increases, this is because the condensing temperature also increases, and as mentioned above, decreasing the area ratio is a way to get higher backpressures. The other consequence of reducing the value of the A_r is the drop of the entrainment ratio and hence the COP does too. However, in this case, the decline is soft due to the evaporator temperature also rises with the outdoor temperature, which means the secondary flow is more easily entrained as a result of the increasing evaporator pressure. Fig. (5b) presents that the COP_{el} follows the same trend as the COP. Table (5-2) shows a summary of the optimal geometry design and performance parameters for the multi-eyectors using R600. The corresponding optimal information for R717 and R1234ze(E) is included in Appendix A.

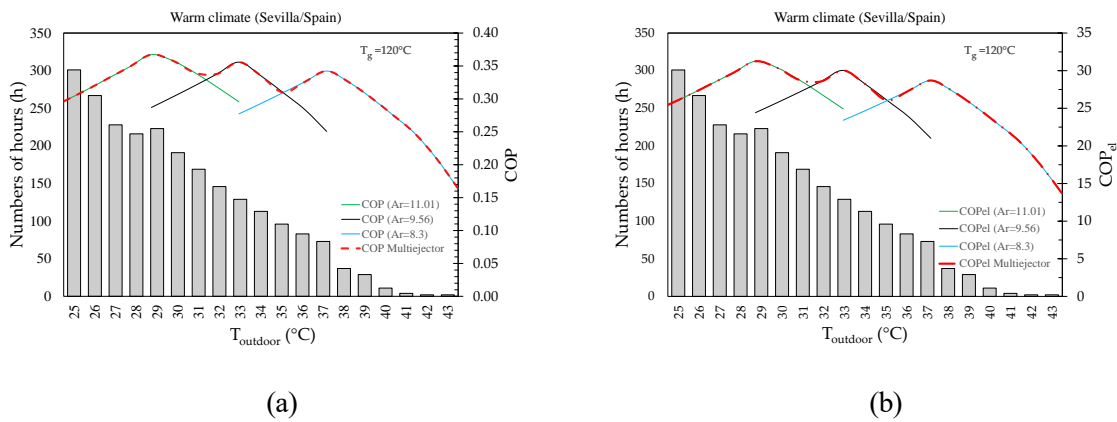


Fig. 5-5. Performance hot season-based of each optimized eyector and the multi-eyector in warm climate with $T_g=120$ using R600: (a) COP; (b) COP_{el}

Tabla 5-2. Optimal values for the three multi-eyectors using R600

Working conditions					Optimal values						Seasonal Performance	
Multi-eyector	T_g (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	d_t (mm)	d_{pl} (mm)	A_r	ω_{cc}	T_{cc} (°C)	COP_{cc}	$(COP_{el})_{cc}$	COP	COP_{el}
A	120	14	39	2.38	4.74	11.01	0.528	39.15	0.367	31.25		
	120	18	43	3.42	6.83	9.56	0.508	43	0.356	30.04	0.33	28.26
	120	22	47	2.80	5.60	8.30	0.484	47.05	0.342	28.70		
B	100	14	39	2.00	3.85	6.48	0.202	39.35	0.267	22.71		
	100	18	43	3.62	6.96	5.57	0.160	43.05	0.251	21.17	0.24	20.17
	100	22	47	4.00	7.70	4.78	0.118	47.15	0.231	19.35		
C	80	14	39	3.00	5.20	3.41	0.202	39.35	0.142	12.02		
	80	18	43	3.00	4.24	2.86	0.160	43.05	0.112	9.47	0.11	9.56
	80	22	47	3.00	4.01	2.39	0.118	47.15	0.083	4.09		

Fig. (5-6) shows the performance of the three different multi-eyector designed for three levels of generator temperature. Regardless of the generator temperature, each multi-eyector must reach the same critical

condensing temperature as this depends on the ambient temperature. On the one hand, at a given Ar , the higher is the generator temperature the higher is the critical condensing temperature but the lower is the COP. On the other hand, the higher is the generator temperature, the higher is the Ar that can achieve that critical condensing temperature needed.

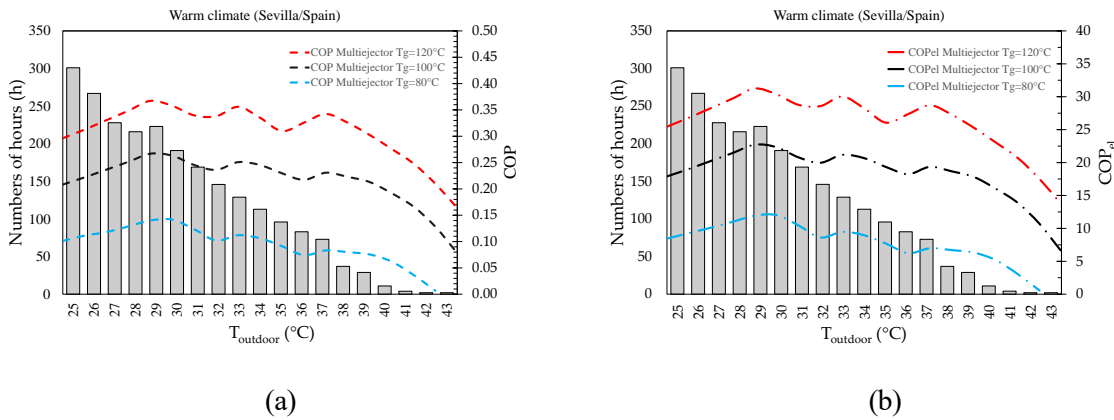


Fig. 5-6. Performance hot season-based of three different multi-ejector in warm climate for different generator temperatures using R600: (a) COP; (b) COP_{el}

5.4 Seasonal analysis

It is assumed the thermal energy supplied to the generator is available due to the context in which the pre-cooling application is proposed. For that reason, the SERS is compared to a standard VCC in terms of COP and COP_{el} . Furthermore, this comparison has been carried out taking into account the real operating conditions during a hot season in Seville using different working fluids, namely, a seasonal analysis.

The same value has been taken for the isentropic efficiency of the pump (SERS) and the compressor (VCC) and is equal to 0.7. Similarly, the electrical-mechanical losses of both equipment have been assumed to be equivalent ($\eta_{em}=0.9$). For each ambient temperature, the COP of the SVC has been calculated under identical conditions to those of the SERS, resulting in a seasonal COP equal to 6.5. It should be noticed that the COP of the VCC is constant for all cases since the generator temperature does not influence its performance.

Fig. (14a) shows the seasonal COP of R717, R600 and R1234ze(E) for different generator temperatures. It can be seen that R717 achieves the best performances at higher levels of generator temperature with COP equal to 0.25 ($T_g=100^\circ\text{C}$) and 0.37 ($T_g=120^\circ\text{C}$), closely followed by R600 especially for the case in which $T_g=100^\circ\text{C}$ ($COP=0.24$). However, the R600 is positioned as the most suitable fluid in cases with low generation temperatures, reaching a COP equal to 0.11. Compared to the R717 and R600, the R1234ze(E) has slightly lower performance but achieves an acceptable COP of 0.2 at $T_g=100^\circ\text{C}$. For higher generator temperatures R1234ze(E) has not been analyzed since its critical temperature is about 109°C .

In Fig. (14b) the COP_{el} of the SERS and the COP of the VCC are compared for the different generator temperatures. R600 shows the best performance for the highest generator temperature considered ($T_g=120^\circ\text{C}$), reaching a seasonal COP_{el} of 28.3, which compared to the COP of the VCC, results in an increase of 335%. By contrast, ammonia results to be more electrical efficient at lower generator temperatures than R600 and R1234ze(E), especially in the case of $T_g=80^\circ\text{C}$ with an increase of COP_{el} about 140% compared to the COP of VCC. It has been found that the R717 reaches a maximum at $T_g=100^\circ\text{C}$ regarding the COP_{el} and is equal to 20.55, as opposed to R600 and R1234ze(E), whose COP_{el} increase with the temperature of the generator. The electrical improvement of R1234ze(E) is less pronounced compared with the other refrigerants studied but still achieving an enhancement of almost 40% for $T_g=100$ with respect to the VCC.

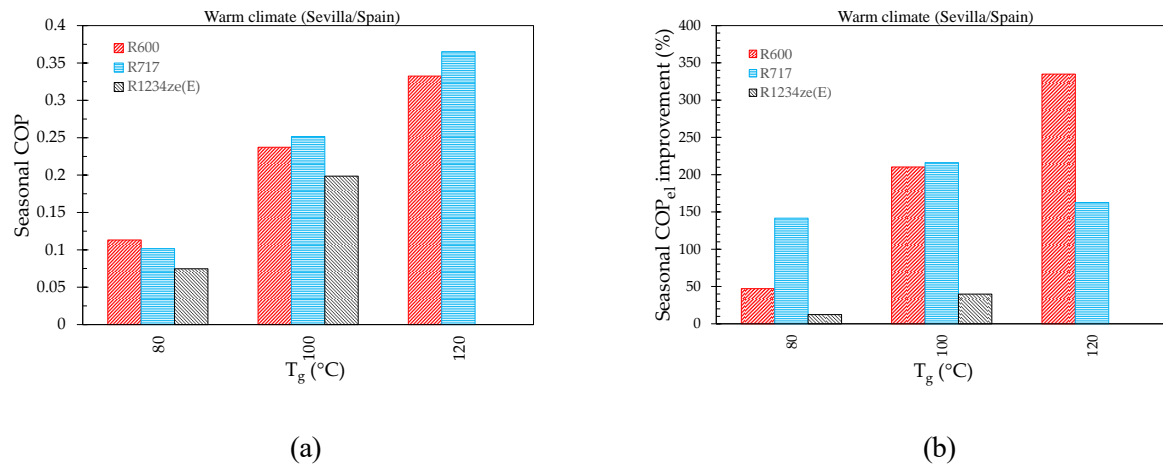


Fig. 5-7. (a) Seasonal COP; (b) Seasonal COP_{el} compared with COP_{VCC} as a function of generator temperature using different refrigerants.

6 CONCLUSIONS

In this study, a novel approach of SERS working as a fresh air pre-cooling system for support the AHU is presented. The ejector mathematical model has been validated with both dry and wet fluids. A preliminary screening has been carried out with several working fluids to select those that are more suitable for operating in a warm climate, due to requirements this entails for a SERS in terms of achieving high condensing temperatures. Regarding the optimization strategy, a three modules multi-ejector is designed for each refrigerant selected and for each generator temperature using EES. The performance of the SERS is calculated over the entire hot season in a warm climate with environmental-friendly working fluids including R717, R600 and R1234ze(E) as possible replacements for the commonly used R134a. The main conclusion of this study is present as follows:

- Firstly, the seasonal COP_{el} of the system using R717 and R600 with a generator temperature of 100°C was higher than that of R1234ze(E) by 122% and 126%, respectively.
- Secondly, it was found ammonia has the best seasonal COP equals 0.37 for T_g=120°C, closely follow by R600 with a seasonal COP=0.33.
- Lastly, the R600 showed the greatest potential for electricity savings by achieving a maximum seasonal COP_{el} equals 28.3 for the higher generator temperature considered (T_g=120°C). The improvement is more than three times higher compared with a seasonal COP of a VCC working under identical conditions.

The paper demonstrated the SERS working as fresh air pre-cooling using R600, R717 and even R1234ze (E) could be a promising solution since the new buildings are meant to waste solar thermal energy during hot seasons due to the NZEB normative. More analysis still needed to be done. On the one hand, several hot-season dynamic simulations with different types of buildings and hence different cooling curve loads, including solar resources and economic aspects, are required. On the other hand, experimental investigations must be tested including achievable alternatives of the SERS as the one presented in this research.

REFERENCIAS

References

- 2010/31/EU, 2010. Directive 2010/31/EU of the European Parliament and the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings. Off. J. Eur. Union.
- 2012/27/EU, 2012. Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency 1–56.
- Aligolzadeh, F., Hakkaki-Fard, A., 2019. A novel methodology for designing a multi-ejector refrigeration system. *Appl. Therm. Eng.* 151, 26–37. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.112>
- Angielczyk, W., Bartosiewicz, Y., Butrymowicz, D., Seynhaeve, JM., 1-D Modeling Of Supersonic Carbon Dioxide Two-Phase Flow Through Ejector Motive Nozzle. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2010. Paper 1102.
- Besagni, G., Mereu, R., Inzoli, F., 2016. Ejector refrigeration: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53, 373–407. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059>
- Braimakis, K., 2021. Solar ejector cooling systems: A review. *Renew. Energy* 164, 566–602. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.09.079>
- Chen, W., Shi, C., Zhang, S., Chen, H., Chong, D., Yan, J., 2017. Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes. *Appl. Energy* 185, 2074–2084. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.103>
- European Commission, 2020. *Renovation Wave: doubling the renovation rate to cut emissions, boost recovery and reduce energy poverty. 2020 2020–2022.*
- Fang, Y., Croquer, S., Poncet, S., Aidoun, Z., Bartosiewicz, Y., 2017. Drop-in replacement in a R134 ejector refrigeration cycle by HFO refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 77, 87–98.
- Galindo, J., Dolz, V., García-Cuevas, L.M., Ponce-Mora, A., 2020. Numerical evaluation of a solar-assisted jet-ejector refrigeration system: Screening of environmentally friendly refrigerants. *Energy Convers. Manag.* 210, 112681. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112681>
- Gullo, P., Hafner, A., Banasiak, K., insMinetto, S., Kriezi, E.E., 2019. Multi-ejector concept: A comprehensive review on its latest technological developments. *Energies* 12. <https://doi.org/10.3390/en12030406>
- Guo, J., Shen, H.G., 2009. Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings. *Energy Build.* 41, 175–181. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.016>
- Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., 1999. 1-D analysis of ejector performance. *Int. J. Refrig.* 22, 354–364. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3)
- IEA, 2018. *The Future of Cooling. Opportunities for energy-efficient air conditioning International Energy Agency.*
- Justo Alonso, M., Liu, P., Mathisen, H.M., Ge, G., Simonson, C., 2015. Review of heat/energy recovery exchangers for use in ZEBs in cold climate countries. *Building and Environment* 84, 228–237. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.11.014>.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P., and Lustwerk, F. (1950). “An investigation of ejector design by analysis and experiment.” *J. Appl. Mech.*, 72(17), 299–309
- Kong, M., Hong, T., Ji, C., Kang, H., Lee, M., 2020. Development of building driven-energy payback time for energy transition of building with renewable energy systems. *Appl. Energy* 271, 115162. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115162>
- Li, F., Chang, Z., Tian, Q., Wu, C., Wang, X., 2017. Performance predictions of dry and wet vapors ejectors over entire operational range. *Energies* 10, 1–26. <https://doi.org/10.3390/en10071012>

- Li, F., Tian, Q., Wu, C., Wang, X., Lee, J.M., 2017b. Ejector performance prediction at critical and subcritical operational modes. *Appl. Therm. Eng.* 115, 444–454. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.116>
- Li, F., Li, R., Li, X., Tian, Q., 2018. Experimental investigation on a R134a ejector refrigeration system under overall modes. *Appl. Therm. Eng.* 137, 784–791. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.102>
- Lund H, Flatten T. Equilibrium conditions and sound velocities in two-phase flows. In: Proceedings of the SIAM annual meeting. Pittsburgh: SIAM; 2010. p. 1–5.
- Marsh, H., 1983. Modern compressible flow. *Int. J. Heat Fluid Flow* 4, 59–60. [https://doi.org/10.1016/0142-727x\(83\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0142-727x(83)90029-2)
- Monday, J.T., Bagster, D.F., 1977. A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 16, 442–449. <https://doi.org/10.1021/i260064a003>
- Mwesigye, A., Dworkin, S.B., 2018. Performance analysis and optimization of an ejector refrigeration system using alternative working fluids under critical and subcritical operation modes. *Energy Convers. Manag.* 176, 209–226. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.021>
- Pablo-Romero, M.P., Sánchez-Braza, A., Pérez, M., 2013. Incentives to promote solar thermal energy in Spain. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 22, 198–208. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.034>
- Pereira, P.R., Varga, S., Soares, J., Oliveira, A.C., Lopes, A.M., De Almeida, F.G., Carneiro, J.F., 2014. Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid. *Int. J. Refrig.* 46, 77–85. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.016>
- Petrovic, M.M., Stevanovic, V.D.. Two-Component Two-Phase Critical Flow. *FME Transactions* (2016) 44, 109-114 - 109.
- Pianthong, K., Sehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., Aphornratana, S., 2007. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Convers. Manag.* 48, 2556–2564. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.021>
- Pranesh, V., Velraj, R., Christopher, S., Kumaresan, V., 2019. A 50 year review of basic and applied research in compound parabolic concentrating solar thermal collector for domestic and industrial applications. *Sol. Energy* 187, 293–340. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.056>
- Pridasawas, W., Lundqvist, P., 2004. An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system. *Sol. Energy* 76, 369–379. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.11.004>
- Roman, R., Hernandez, J.I., 2011. Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants. *Int. J. Refrig.* 34, 1707–1716. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.03.006>
- Royal Decree-Lay 732/2019, 2019. Royal Decree 732/2019, 20th December, that modify the Technical Building Code. *Boletín Of. del Estado* 140488–140674.
- Shestopalov, K.O., Huang, B.J., Petrenko, V.O., Volovyk, O.S., 2015. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. *Int. J. Refrig.* 55, 212–223. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.004>
- Tashtoush, B., Nayfeh, Y., 2020. Energy and economic analysis of a variable-geometry ejector in solar cooling systems for residential buildings. *Journal of Energy Storage* 27, 101061. <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101061>.
- Tian, Z., Perers, B., Furbo, S., Fan, J., 2017. Annual measured and simulated thermal performance analysis of a hybrid solar district heating plant with flat plate collectors and parabolic trough collectors in series. *Appl. Energy* 205, 417–427. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.139>
- Van Nguyen, V., Varga, S., Soares, J., Dvorak, V., Oliveira, A.C., 2020. Applying a variable geometry ejector in a solar ejector refrigeration system. *Int. J. Refrig.* 113, 187–195. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.018>
- Varga, S., Oliveira, A.C., Palmero-Marrero, A., Vrba, J., 2017. Preliminary experimental results with a solar driven ejector air conditioner in Portugal. *Renew. Energy* 109, 83–92. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.03.016>

Weiss, W., Spörk-Dür, M., 2019. Global Market Development and Trends in 2018. Sol. Heat Worldw. Rep. 1, 86.

Zhang T, Mohamed S. Conceptual design and analysis of hydrocarbon-based solar thermal power and ejector cooling systems in hot climates. J Sol Energy Eng 2014:137.

ÍNDICE DE CONCEPTOS

Acronyms

a	Speed of sound ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
A	Area (m^2)
AHU	Air Handling Unit
AR	Area ratio
CAM	Constant Area-Mixing
COP	Coefficient of Performance
C _p	Specific Heat at Constant Pressure ($[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$)
CPM	Constant Pressure-Mixing
D	Diameter (m)
DHW	Domestic Hot Water
EPBD	Energy Performance Buildings Directive
EU	Europe Union
GWP	Global Warming Potential
h	Enthalpy ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
HFC	Hydrofluorocarbon
HFO	Hydrofluoroolefin
HEM	Homogeneous Equilibrium Model
HRM	Homogeneous Relaxation Model
(HVAC)	Heating, Ventilation, and Air-Conditioning
i	Inlet
IEA	International Energy Agency
m	Mass flow rate ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
NZEB	Nearly Zero Energy Buildings
NXP	Nozzel exit position
O	Outlet
ODP	Ozone Depletion Potential
P	Pressure (bar)
Q	Thermal power (kW)
s	Entropy ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
SERS	Solar-driven Ejector Refrigeration System
T	Temperature (K)
u	Velocity ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
\dot{V}	Volumetric flow rate ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)

VCC	Vapor Compression Cycle
W	Electric power absorbed (kW)
x	Vapor quality
<i>Greek symbols</i>	
β	Thermal expansion coefficient (K^{-1})
ϵ	Void fraction
η	Efficiency
ρ	Density ($kg \cdot m^{-3}$)
ϕ	Efficiency due to frictional loss
ω	Entrainment ratio
<i>Subscripts</i>	
as	After shock wave
b	Breakdown
c	Condenser
cc	Condensation critical point
d	Diffuser
e	Evaporator
el	Electrical
g	Generator
l	Liquid
m	Mixed flow
p	Primary fluid
p0	Primary flow at inlet of ejector
p1	Primary nozzle exit
r	Ratio
s	Secondary fluid
s0	Secondary flow at inlet of ejector
s'	Isentropic process
t	Throat of the nozzle
v	Vapor phase
VCC	Vapor Compression Cycle
y	Position of the hypothetical throat
3	Constant area section

APÉNDICE A

Table A1. Optimal values for the two multi-ejectors using R1234ze(E)

Multiejector	Working conditions					Optimal values					Seasonal Performance	
	T_g (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	d_t (mm)	d_{pi} (mm)	A_r	ω_{cc}	T_{cc} (°C)	COP_{cc}	$(COP_{el})_{cc}$	COP	COP_{el}
B	100	14	39	3.00	5.25	6.62	0.278	39.05	0.232	10.62		
	100	18	43	3.00	4.98	5.66	0.249	43	0.210	9.49	0.20	9.08
	100	22	47	3.00	5.26	4.89	0.227	47.05	0.194	8.64		
C	80	14	39	4.00	5.06	3.03	0.127	39	0.102	9.89		
	80	18	43	2.95	3.58	2.54	0.089	43.02	0.073	7.21	0.07	7.30
	80	22	47	2.50	2.74	2.34	0.057	47.05	0.047	4.79		

Table A2. Optimal values for the two multi-ejectors using R717

Multiejector	Working conditions					Optimal values					Seasonal Performance	
	T_g (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	d_t (mm)	d_{pi} (mm)	A_r	ω_{cc}	T_{cc} (°C)	COP_{cc}	$(COP_{el})_{cc}$	COP	COP_{el}
A	120	14	39	3.75	7.13	8.97	0.362	39.05	0.41	19.10		
	120	18	43	4.00	7.61	7.77	0.344	43	0.39	18.10	0.37	17.07
	120	22	47	2.95	5.78	6.77	0.328	47.05	0.37	16.99		
B	100	14	39	4.00	7.79	5.63	0.281	39.05	0.29	23.68		
	100	18	43	4.00	7.79	4.83	0.255	43	0.27	21.76	0.25	20.55
	100	22	47	3.00	5.84	4.15	0.228	47	0.24	19.77		
C	80	14	39	4.00	6.87	3.03	0.135	39	0.13	20.45		
	80	18	43	3.02	4.28	2.54	0.099	43.05	0.10	15.76	0.10	15.70
	80	22	47	3.65	3.65	2.00	0.048	48.25	0.04	8.32		

APÉNDICE B: RESUMEN EN ESPAÑOL

Proyecto Fin de Máster
Sistemas de Energía Térmica

RESUMEN EN ESPAÑOL

Modelado y análisis del Sistema de Refrigeración Solar con Ejector para aplicaciones de climatización

Autor:

Miguel Ávila Gutiérrez

Tutor:

José Manuel Salmerón Lissén

Tutor:

Bernardo Peris Pérez

Dpto. Ingeniería energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2020

1.-Introducción

Los edificios son responsables de alrededor del 40% del consumo de energía de la UE y del 36% de las emisiones de gases de efecto invernadero (Comisión Europea, 2020). Esto se debe principalmente a que el 35% de los edificios de la UE tienen más de 50 años de antigüedad, y casi el 75% de los edificios se consideran ineficientes desde el punto de vista energético. Para impulsar la mejora del rendimiento energético de los edificios se estableció un marco legislativo, que incluye la Directiva sobre el rendimiento energético de los edificios (EPBD) (2010/31/UE, 2010) y la Directiva sobre la eficiencia energética (2012/27/UE, 2012). En particular, la DEEE establece que todos los edificios nuevos a partir de 2021 deben ser edificios de energía casi nula (NZEB), lo que significa que se debe exigir una cantidad muy baja de energía, y se debe considerar un grado significativo de fuentes de energía renovable en la generación. A este respecto, los países se han comprometido a reducir al mínimo su dependencia de la energía primaria mediante la inclusión de tecnologías para aprovechar las fuentes de energía renovable para la calefacción, la refrigeración y la producción de electricidad, además de otros fines (Kong y otros, 2020). Por ejemplo, España ha actualizado recientemente la legislación sobre eficiencia energética de los edificios (Real Decreto-Ley 732/2019, 2019), estipulando que más del 70% de la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) de los nuevos edificios debe ser suministrada por energías renovables. Teniendo en cuenta que España se ha convertido en un país intensivo en energía solar, la mayor parte de la futura demanda de ACS de los NZEB procedería de un origen solar mediante el uso de colectores solares térmicos (Pablo-Romero et al., 2013).

Comúnmente, los campos de energía solar térmica diseñados en un clima cálido para proporcionar agua caliente para una red de calefacción de distrito, o el agua caliente sanitaria para un edificio, están sobredimensionados durante los meses de verano (Tian et al., 2017). Entonces, los colectores solares requieren ser enfriados rechazando el calor de desecho al ambiente, mientras que se aumenta la demanda de aire acondicionado del edificio. Una alternativa eficiente es producir enfriamiento solar recuperando el calor desperdiciado (Pranesh et al., 2019). Hay que mencionar que se espera que la demanda de refrigeración en los edificios crezca hasta triplicarse para 2050 (AIE, 2018), lo que requiere que las medidas de eficiencia energética sean NZEB. De hecho, en 2019 se instalaron en todo el mundo unos 1800 sistemas de refrigeración solar que utilizan refrigeradores de absorción (Weiss y Spörk-Dür, 2019).

Entre las tecnologías de refrigeración solar, el Sistema de Refrigeración por Eyectores Accionados por Energía Solar (SERS) es una tecnología emergente en comparación con los enfriadores de absorción maduros. Algunas ventajas del SERS son su simplicidad estructural, menores costes de compra y mantenimiento (Varga et al., 2017). Además, el SERS permite una selección flexible de los fluidos de trabajo, pudiendo diseñar de forma más respetuosa con el medio ambiente mediante el uso de refrigerantes naturales y fluorados con un bajo potencial de calentamiento global (GWP). Por otro lado, el mayor inconveniente de la SERS es el menor rendimiento alcanzable en comparación con los sistemas de absorción. No obstante, recientemente Braimakis (2021) sostuvo que, en determinadas circunstancias, especialmente en escalas bajas, el SERS puede ser competitivo en cuanto a costos si sus menores costos de equipo compensan los gastos de capital del campo solar más elevado que se requiere.

Del mismo modo, numerosas investigaciones se centraron en las ventajas de la SERS para la refrigeración solar como futuro competidor de los sistemas de amoníaco. Roman y Hernández (2011) evaluaron el rendimiento de la SERS utilizando R290, R600, R600a, R152 y R134a. El análisis se llevó a cabo considerando temperaturas de evaporación entre 5 y 15 °C, y temperaturas de generación entre 70 y 95°C. Galindo y otros (2020) se centraron en el uso de los refrigerantes de bajo PCG R1234yf, R1234ze y R600a. El análisis se llevó a cabo asumiendo una temperatura de evaporación de 13°C, una temperatura de condensación de 40°C, y temperaturas de generación de hasta 125 °C, identificando al R1234yf como el mejor candidato en términos de eficiencia global del sistema. Guo y Shen (2009) propusieron la adopción del SERS en un edificio de oficinas para el aire acondicionado. El refrigerante propuesto fue el R134a, para 8°C de temperatura de evaporación, 65°C de temperatura del generador, y condiciones de condensación de 27 °C a 34°C. De esta manera, los investigadores concluyeron que se puede alcanzar un ahorro de energía eléctrica del 75% utilizando el SERS. Pridasawas y Lundqvist (2004) evaluaron el SERS usando el R600 a 10 °C de temperatura de evaporación, 37°C de temperatura de condensación, y 90 °C en el generador, alcanzando un COP de 2,5. Sin embargo, los autores señalaron que si la energía térmica se obtiene gratuitamente, como el calor residual rechazado, el rendimiento del sistema podría definirse como la relación entre la capacidad de refrigeración y el

consumo eléctrico (COPel), alcanzando un valor de 32.

Con respecto a la mejora del rendimiento del SERS, dos corrientes se perfilan en la literatura. Primero, el uso de fluidos de trabajo más eficientes y sostenibles. Y en segundo lugar, la mejora del rendimiento del eyector mediante múltiples módulos eyectores o dispositivos de geometría variable.

Con respecto al uso de refrigerantes de bajo GWP, se han investigado numerosas alternativas en la literatura para reemplazar los fluidos de trabajo tradicionales. Fang y otros (2017) propusieron los refrigerantes de hidrofluoroolefina (HFO) R1234yf y R1234ze(E) como un sustituto del R134a en el ciclo de refrigeración del eyector. Zhang y Mohamed (2015) demostraron que el R290, R600a, R601, R1234yf, R1234ze y R744 presentan ventajas inherentes para las aplicaciones de refrigeración para reemplazar al R134a. Mwesigye y Dworkin (2018) propusieron R600, R1234ze(Z), R1233zd(E), RE245fa2 y R1336mzz(Z) como reemplazos del R141b y R245fa comúnmente utilizados, demostrando que se pueden alcanzar mayores valores de relación de arrastre, capacidad de enfriamiento y COP a través de una selección adecuada de refrigerantes. En la Tabla 1 se recoge un examen no exhaustivo de las alternativas propuestas de bajo PCG, incluidos los fluidos de trabajo fluorados y naturales, a los refrigerantes tradicionales. Entre las propiedades termofísicas, la temperatura crítica se utiliza comúnmente para la selección del fluido de trabajo. Esta temperatura establece la máxima temperatura de evaporación en el generador cuando se implementan ciclos subcríticos, que son preferibles cuando no se adopta el R744 (Besagni et al., 2016). Además, la pendiente del fluido clasifica el refrigerante según la línea de vapor saturado como isoentrópico, seco y húmedo. Específicamente, la pendiente se ha esbozado como un parámetro crucial para la selección del modelo de eyector. Así, desde el primer modelo 1-D desarrollado por Keenan y otros (1950), los modelos ideales basados en el gas se utilizaron ampliamente para el estudio del aire, el vapor, pero también los refrigerantes de pendiente seca. Sin embargo, investigaciones más recientes demuestran que puede producirse un estado bifásico dentro de la boquilla del eyector, siendo aún más probable en fluidos húmedos, lo que requiere modelos reales de eyectores de fluidos para mejorar la precisión de los resultados (Chen et al., 2017)

Table 1. Refrigerantes tradicionales y de bajo potencial de calentamiento global (fluorados y naturales) propuestos para trabajar con los sistemas SERS.

No.	Type	Mol. Mass (kg/kmol)	Boiling T (°C)	Critical T (°C)	Critical P (bar)	ASHRAE 34	Fluid slope	ODP	GWP	
Traditional	R134a	HFC	102.03	-26.1	101.1	40.6	A1	wet	0	1430
	R141b	HCFC	116.95	32	204.4	42.1	A2	dry	0	725
	R245fa	HFC	134.05	15	153.9	36.5	B1	dry	0	1030
Fluorinated	R1234yf	HFO	114.04	-29.5	94.7	33.8	A2L	isentropic	0	4
	R1234ze(E)	HFO	114.04	-19	109.4	36.3	A2L	isentropic	0	6
	R1243zf	HFO	96.05	-25.4	103.8	35.2	A2L	isentropic	0	<1
Natural	R290	HC	44.10	-42.1	96.7	42.5	A3	wet	0	20
	R600a	HC	58.12	-11.7	134.7	36.3	A3	isentropic	0	4
	R600	HC	58.12	-0.5	152	38	A3	isentropic	0	4
	R717	NH3	17.03	-33.3	132.3	113.3	B2L	wet	0	0

Como se ha mencionado, el rendimiento del SERS depende directamente de la eficiencia del eyector, que, a su vez, se ve fuertemente afectado por su geometría interna y las condiciones de funcionamiento de un refrigerante específico (Tashtoush y Nayfeh, 2020). A pesar de la simplicidad de utilizar un solo eyector fijo,

las investigaciones actuales para mejorar la eficiencia del eyector proponen la adopción de módulos multieyectoriales como solución adecuada. En particular, consiste en utilizar múltiples eyectores conectados en paralelo, habilitando o inhabilitando los módulos para modificar la capacidad y el rendimiento del sistema. De esta manera, Aligolzadeh y Hakkaki-Fard (2019) demostraron que mediante tres módulos se puede lograr una mejora de la CP del 70%. Gullo y otros (2019) llevaron a cabo un examen exhaustivo de las últimas novedades en materia de multieyectores. Además de la utilización de módulos múltiples, la geometría de los eyectores también puede adaptarse introduciendo elementos móviles. Así, Pereira y otros (2014) probaron la influencia de la relación de área (AR) en el rendimiento del eyector introduciendo un husillo en el interior de la boquilla, informando de mejoras en el COP hasta un 85% en comparación con el eyector de geometría fija en condiciones de funcionamiento específicas. Van Nguyen y otros (2020) analizaron la AR y la posición de salida de la boquilla (NXP) utilizando motores paso a paso de alta precisión. Los resultados evidenciaron que los eyectores de geometría variable penalizan las ventajas de la simplicidad y el bajo mantenimiento asociados con el SERS, pero compensan su bajo COP maximizando el rendimiento del eyector según las condiciones de funcionamiento.

La literatura revisada manifiesta un creciente interés en la investigación del SERS como una alternativa de refrigeración solar ligeramente menos eficiente pero más simple a los sistemas de absorción. La posibilidad de utilizar nuevos refrigerantes de bajo GWP y de lograr un funcionamiento flexible mediante multieyectores y eyectores de geometría variable convierte a la SERS en una solución factible a considerar en futuros NZEB. En este sentido, la SERS puede beneficiarse del calor residual rechazado por los campos de energía solar térmica durante las estaciones más cálidas, cuando la demanda de ACS disminuye a medida que aumenta la demanda de aire acondicionado. Sin embargo, nótese que el rendimiento de la SERS se ve limitado cuando los colectores solares térmicos de baja y media temperatura, frecuentemente instalados para la producción de ACS, se utilizan en climas cálidos para producir agua de refrigeración a temperaturas equivalentes a las de los refrigeradores. A la luz de esto, este documento propone una novedosa aplicación que reformula el uso de la SERS como un sistema de preenfriamiento de aire fresco para unidades de tratamiento de aire (UTA). De esta manera, se obtienen mayores temperaturas de evaporación que permiten la adopción de la SERS y, en consecuencia, se lograría una reducción de la carga térmica del edificio mediante el preenfriamiento del suministro de aire fresco. De esta manera, al reducirse la carga de calor contra la que trabaja el enfriador, éste trabajará durante más tiempo a carga parcial y el consumo total de energía a lo largo del año también se reduciría. Hasta donde saben los autores, ninguno de los trabajos actuales ha analizado el rendimiento estacional del SERS considerando las severas condiciones de funcionamiento de la aplicación propuesta, que corresponden a temperaturas de clima cálido tanto en el evaporador como en el condensador, así como a temperaturas bajas y medias en el generador.

Para ello, el resto del documento se organiza de la siguiente manera. En la sección 2 se presenta la aplicación propuesta, con un esquema de la instalación, el ciclo termodinámico del SERS y los parámetros considerados en el análisis de rendimiento. En la sección 3 se describe el modelo numérico desarrollado, con especial énfasis en el eyector de flujo bifásico y su geometría, y la metodología del análisis de rendimiento. La sección 4 valida el modelo del eyector considerando los refrigerantes tradicionales más utilizados. En la sección 5 se realiza un análisis de rendimiento considerando los refrigerantes de bajo GWP, la geometría de los módulos de uno y varios eyectores, y una simulación basada en las estaciones. Y, finalmente, la sección 6 recoge las principales conclusiones del estudio.

2.-Aplicación

La UTA se utiliza para acondicionar y distribuir el aire dentro del edificio como parte del sistema de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (HVAC). La unidad se instala comúnmente en el techo del edificio para aprovechar la energía solar térmica. Existen numerosas posibilidades de instalación de UTAH, incluyendo unidades empaquetadas en el tejado, todas las unidades de manejo de aire fresco, o unidades de calefacción y refrigeración, entre otras. Además, una configuración específica puede incluir un intercambiador de calor de placas canalizadas, válvulas de enfriamiento libre para mezclar el aire fresco y el de escape, un sistema de enfriamiento adiabático, además de un sistema de preenfriamiento de aire fresco.

En consecuencia, una configuración de UTA en la que se puede incluir el SERS se presenta en la Fig. 1. En particular, se ilustra una unidad de tratamiento de aire totalmente fresco, que a menudo incluye un intercambiador de calor de placas canalizado para la recuperación de energía del aire de escape (Han et al., 2018).

En primer lugar, el serpentín de refrigeración de la UTA está conectado a un enfriador, que puede producir agua de refrigeración mediante un ciclo de compresión de vapor o un sistema de absorción, que es preferible para un NZEB. En segundo lugar, se considera un sistema de preenfriamiento de aire fresco mediante la adopción del SERS, que utiliza un bucle de transferencia de calor indirecto para cumplir los criterios de seguridad de no utilizar evaporadores de expansión directa con refrigerantes inflamables o tóxicos en aplicaciones de CVAA. De esta manera, la temperatura del aire fresco que entra en el intercambiador de calor de placas canalizado se reduce. Hay que aclarar que la reducción de la temperatura de entrada del recuperador, afecta directamente a la eficacia del intercambiador de calor, pero produce un efecto positivo para la aplicación en forma de reducción de la temperatura de salida del aire fresco

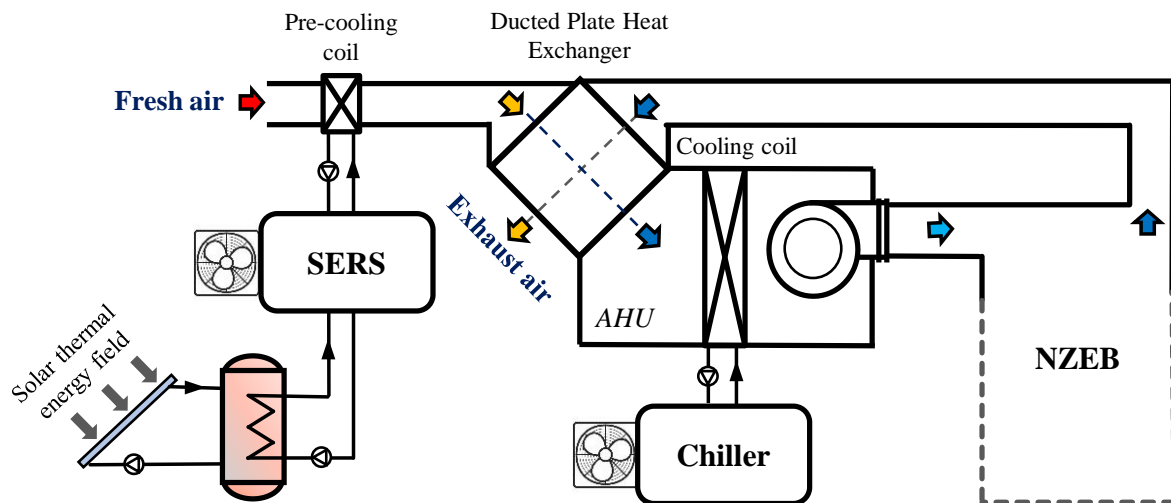


Fig. 1. Aplicación de preenfriamiento propuesta del SERS como apoyo a una UTA..

La arquitectura de la SERS está representada en la Fig. 2.a. Como se ha observado, esta configuración no requiere necesariamente un compresor para funcionar. De hecho, la corriente primaria es impulsada por la bomba, y se evapora en el generador por medio de la energía solar térmica recuperada. Por otra parte, el vapor de baja presión entra en la cámara de succión del ejector debido al efecto Venturi y sale del difusor mezclado con la corriente primaria a una presión intermedia, que corresponde a la presión de condensación del ciclo. Este efecto se representa en la Fig. 2.b en un diagrama logP-h utilizando el R600 como fluido de trabajo. Además, esta figura ilustra una particularidad de la aplicación propuesta en este estudio. Específicamente, hay una transferencia de calor entre el aire fresco exterior y el refrigerante de ambos, el condensador y el evaporador. El condensador utiliza el aire exterior para rechazar el calor residual del ciclo, mientras que el

evaporador permite enfriar el flujo de aire fresco que entra en la UTA. La diferencia entre la temperatura de condensación y la exterior se supone que es de 10 K, según los criterios de diseño de los refrigeradores comerciales (Intarcon, 2020). Esta diferencia de temperatura puede mantenerse constante controlando la presión de descarga de la bomba. Por otra parte, la diferencia entre la temperatura exterior y la de evaporación puede variar según el caudal de aire suministrado al UTA. Teniendo en cuenta que se utiliza una UTA completamente fresca con un control de volumen constante, esta diferencia de temperatura puede fijarse de forma constante en 15 K, que debe ser tan alta debido al bucle de agua intermedio, para lograr una reducción de la temperatura del aire fresco. No obstante, las consecuencias de utilizar controles de volumen de aire variables, por ejemplo, incluyendo una compuerta y una recirculación del aire de escape, también se consideran y se examinan a continuación.

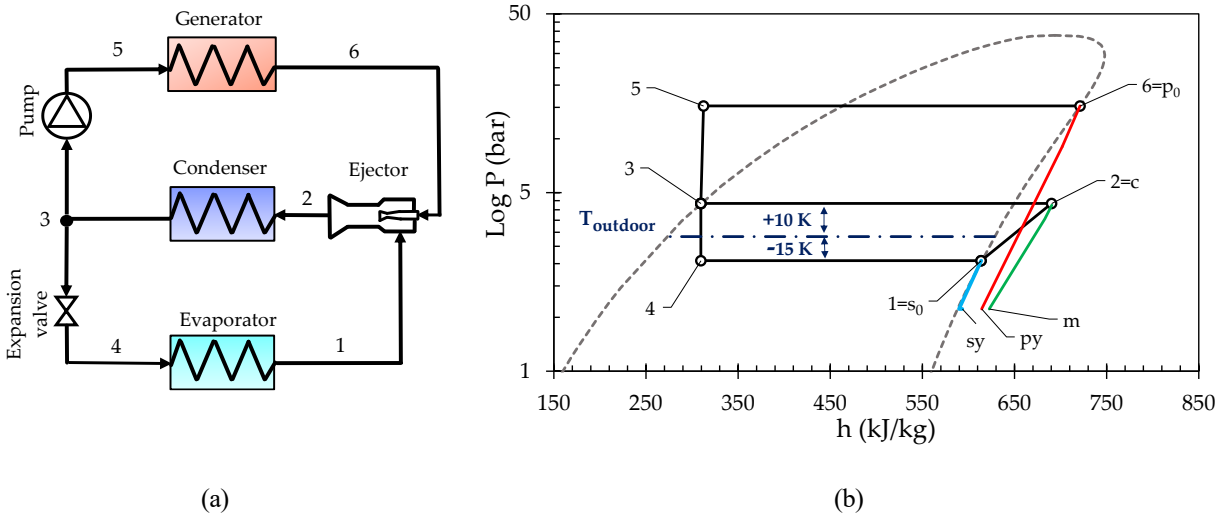


Fig. 2. SERS: (a) estructura del ciclo; (b) logP-h diagrama con R600.

2.-Metodología

Los eyectores pueden clasificarse en dos tipos principales por el concepto de mezcla: los eyectores de mezcla de presión constante (CPM) y los eyectores de mezcla de área constante (CAM) (Pianthong et al., 2007). En general, el CPM tiene un mejor rendimiento que los eyectores CAM, según Besagni et al. (2016). Así pues, el modelo teórico del eyector CPM está ganando la atención de varios científicos y es ampliamente estudiado por ser más adecuado para su uso en el SERS.

Por esa razón, el eyector CPM es el tipo elegido para este estudio. Los principales componentes de la configuración, la velocidad y los perfiles de presión a través del eyector se representan en la Fig. (4.) La modelización del eyector se basa en las ecuaciones recopiladas por Chen y otros (2017) para determinar el rendimiento en el modo de funcionamiento crítico. El modo subcrítico se rige por la perturbación de presión constante propuesta por Li et al. (2017). Los modos globales se adaptan a la velocidad de dos fases de los cálculos del sonido. También se consideran las siguientes hipótesis:

- Un flujo unidimensional y constante dentro del eyector.
- La energía cinemática en los puertos de succión y descarga es insignificante, así como la transferencia de calor entre el eyector y el ambiente.
- Las pérdidas por fricción y mezcla se consideran a través de coeficientes empíricos.
- La presión se mantiene constante en la cámara de mezcla para ambos, bajo el modo de funcionamiento crítico y subcrítico, desde la sección y-y y la sección x-x hasta el fenómeno de estrangulamiento, respectivamente.
- Antes de la hipotética garganta, las dos corrientes son flujos independientes. Cuando el eyector funciona en el modo crítico, la segunda corriente alcanza la velocidad del sonido y comienza a mezclarse con el flujo primario en la sección y-y con una presión uniforme

Dos puntos operativos clave definieron todo el rango operativo del eyector supersónico, como se muestra en la Fig. (3), basado en el estudio proporcionado por Besagni et al. (2016). En el modo crítico, el índice de arrastre permanece constante e igual al índice de arrastre en el punto crítico, ya que las dos corrientes de flujo están bloqueadas. Esta condición se cumple mientras $P_c \leq P_{cc}$. En el modo subcrítico, sólo el flujo primario se bloquea y el índice de arrastre disminuye en proporción lineal a cero con la contrapresión. El expulsor trabaja en este rango mientras que como $P_{cc} < P_c < P_{cb}$. En el modo de retroceso, el flujo secundario se invierte resultando en un mal funcionamiento del eyector, mientras que $P_{cb} \leq P_c$

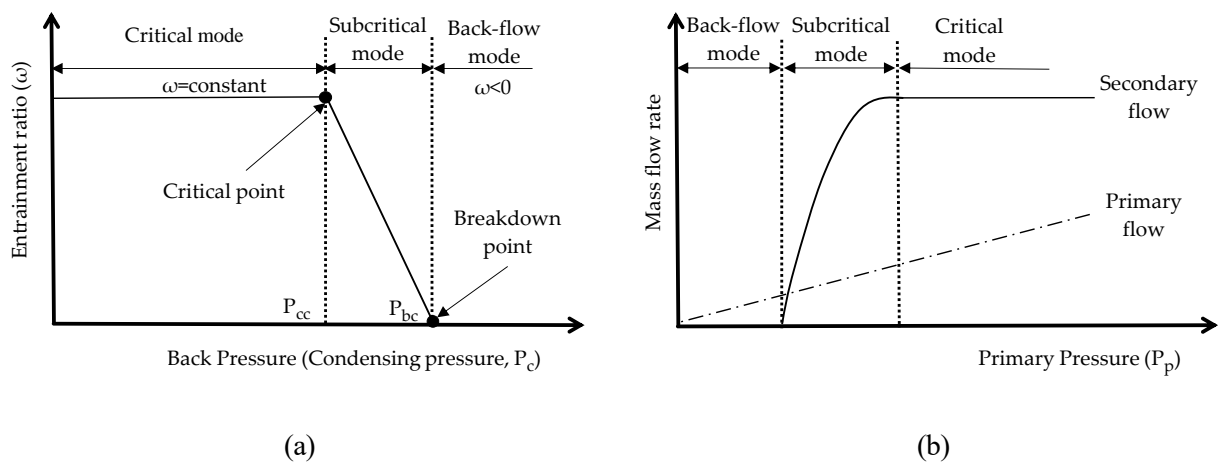


Fig. 3. Modos de operación del eyector: (a) Presión primaria constante (b) Presión de condensación constante

Cabe señalar que en el modo crítico, el flujo secundario alcanza la máxima velocidad de flujo y se limita a este valor debido a los fenómenos de asfixia. En consecuencia, la capacidad de refrigeración del sistema se mantiene constante. Más precisamente, después de que el flujo primario se expande fuera de la boquilla se crea un conducto convergente (hipotética garganta), donde no hay mezcla. El flujo de succión se ve limitado por esta sección transversal, alcanza la velocidad sónica y se ahoga en una determinada posición (y-y) en la sección de mezcla de área constante (Monday y Bagster, 1977).

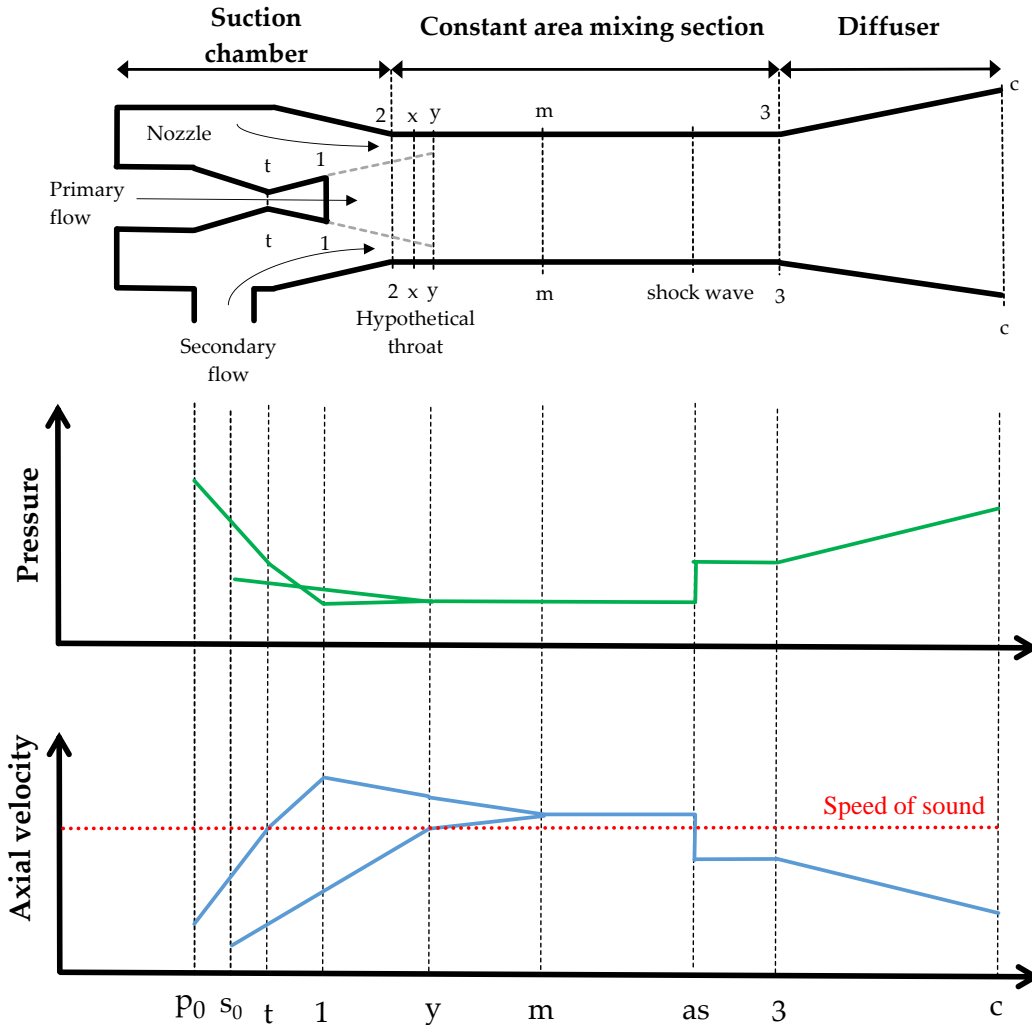


Fig. 4. Schematic diagram of ejector and the corresponding pressure and velocity profile.

Un diagrama de flujo del procedimiento de cálculo del SERS se presenta en la Fig. (5). Una vez conocido el punto de operación del eyector, el COP del sistema y las potencias térmicas de cada intercambiador de calor se calculan de la siguiente manera. Además, en la Fig(6) se muestra una imagen de la hoja de cálculo desarrollada en EXCEL, la cuál se ha utilizado para *llamar* al EES mediante DDE (Dynamic Data Exchange). El modelo del ciclo termodinámico se ha resuelto en EXCEL, donde una vez introducidas las entradas, como son la geometría del eyector y las condiciones de operación, mediante una macro programada en lenguaje VBA, se llama al EES para que reseuelva el modelo del eyector. De esta manera, se consigue aprovechar la capacidad de cálculo iterativo del EES, y además la visibilidad de los resultados que te ofrece una hoja de EXCEL.

Aun así, una desventaja del excel frente al EES es la relativa dificultad con la que se pueden hacer simulaciones paramétricas. Se ha programado una macro para, tras recibir las soluciones de múltiples casos del eyector desde el EES, calcular automáticamente en el EXCEL los rendimientos y flujos energéticos del ciclo.

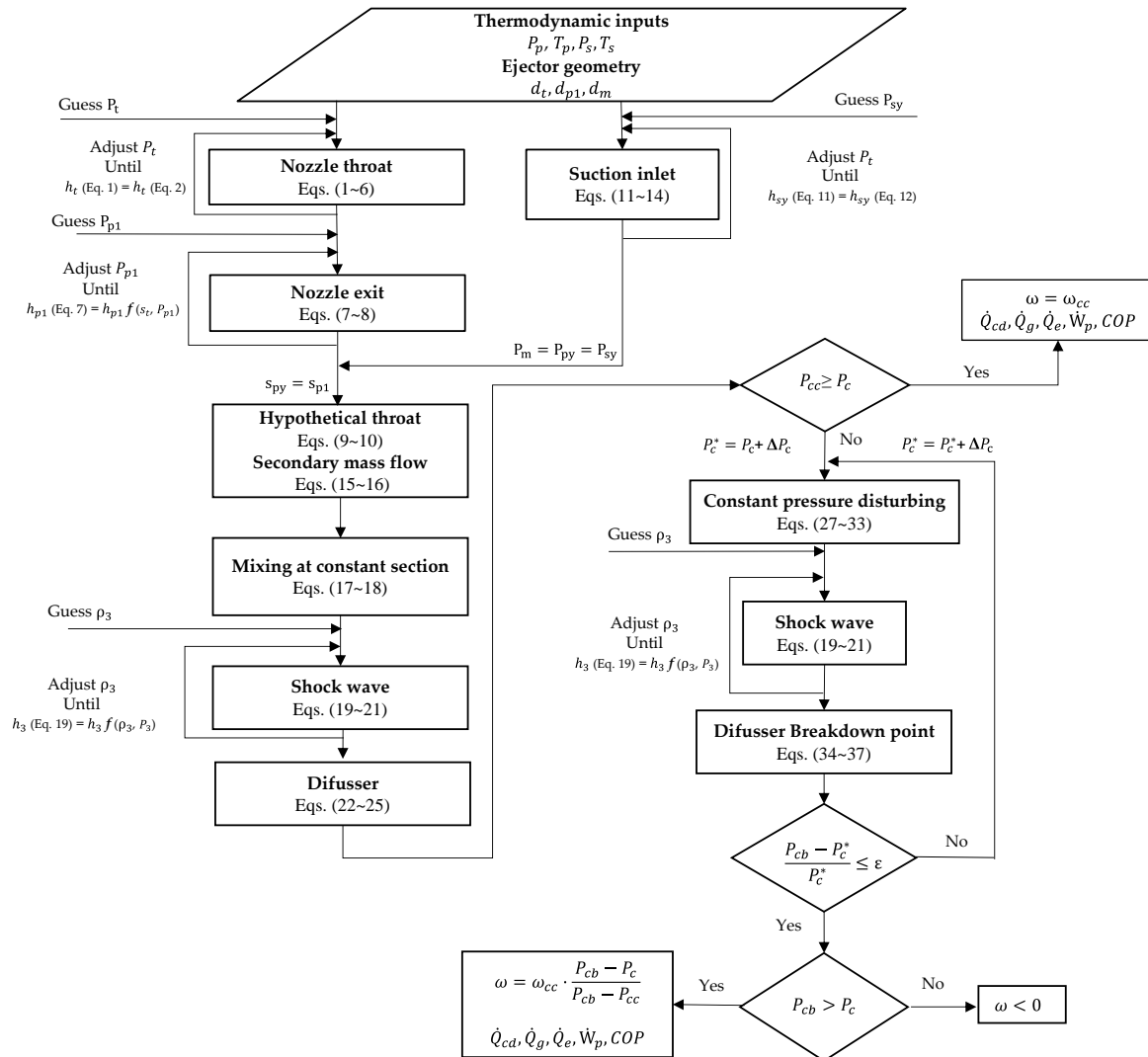


Fig. 5. Diagrama de cálculo del modelo SERS

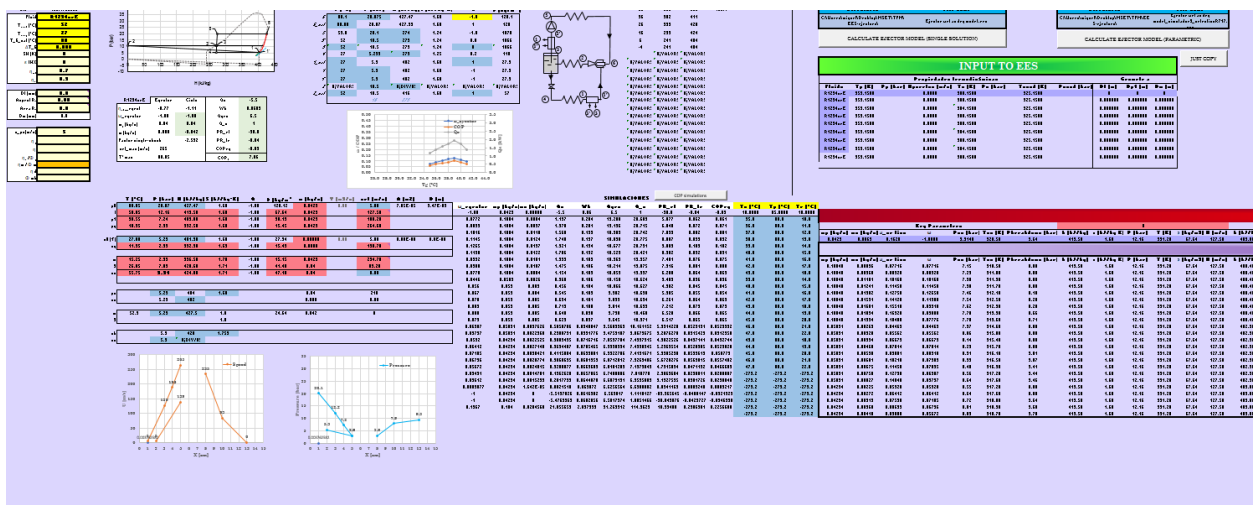


Fig. 6. Herramienta desarrollada en una hoja de excel para el cálculo del modelo propuesto

3.-Resultados

3.1.-Estudio previo del comportamiento del SERS usando R134a

En este capítulo, el presente modelo se emplea para analizar el sistema de refrigeración del eyector utilizando R134a como fluido de trabajo. El propósito de esta sección es descubrir las características clave del SERS bajo las condiciones de trabajo de preenfriamiento de aire propuestas para guiar el estudio de los refrigerantes de bajo GWP-ODP de la manera más precisa posible. La tabla (3) presenta las diferentes geometrías de los eyectores utilizadas para llevar a cabo el análisis de este capítulo

Table 3. Geometrías de los eyectores usados en el análisis previo

Ejector	d_t (mm)	d_{p1} (mm)	d_m (mm)	A_r
BB [Li et al.(2018)]	2.09	2.70	3.81	3.32
1_1 [Shestopalov et al. (2015)]	2.75	4.50	5.80	4.45
AC [Li et al.(2018)]	2.50	3.30	5.60	5.02
AA [Huang et al.(1999)]	2.64	4.50	6.70	6.44
EC [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	7.60	7.26
ED [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	8.10	8.25
EF [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	8.84	9.83
EH [Huang et al.(1999)]	2.82	5.10	9.20	10.64
3C [Shestopalov et al. (2015)]	3.90	6.41	14.01	12.9
4_2 [Shestopalov et al. (2015)]	3.25	6.50	12.50	14.79

Como se muestra en la Fig. (7a), a medida que la temperatura del generador aumenta, la relación de arrastre crítica se reduce. En una relación de área determinada, al tiempo que aumenta la temperatura de entrada de saturación, y por consiguiente, también la presión primaria, aumenta la tasa de flujo primario. Como resultado, la hipotética garganta llena una sección mayor de la sección de mezcla de área constante, lo que significa que el flujo secundario tiene menos sección disponible para cruzar. Por lo tanto, si la presión primaria sigue aumentando, llega a un punto en que la garganta hipotética bloquea totalmente el paso del flujo secundario o incluso aparece el efecto de reflujo. Este umbral en el que el índice de arrastre es cero puede observarse para el caso $Ar=3,32$ y $T_g=95^\circ\text{C}$ en la Fig. (7a).

Aplicando un razonamiento similar, a una temperatura de entrada primaria dada, a medida que la relación de área aumenta la sección constante también lo hace, causando un aumento de la sección transversal disponible y, por lo tanto, un aumento de la cantidad de flujo secundario arrastrado. Una mayor proporción de área no significa necesariamente una mayor tasa de flujo primario, pero, por lo general, una mayor relación de área se relaciona con un mayor diámetro de la garganta de la boquilla, que es directamente proporcional a la tasa de flujo másico primario. En estos casos en que el flujo primario también aumenta, el aumento del flujo secundario sigue siendo más importante, por lo que el efecto neto es un aumento del índice de arrastre. En la figura (7a) se representa esta tendencia en la que, a medida que aumenta la relación de superficie, también lo hace la relación de arrastre crítica.

Los coeficientes de arrastre críticos presentados en la figura (7a) se calculan forzando una temperatura del condensador lo suficientemente baja como para permitir las condiciones de calce tanto en los flujos primarios como en los secundarios, lo que significa que el eyector funciona en modo crítico. Sin embargo, en la práctica, como la temperatura del condensador viene generalmente impuesta por la temperatura ambiente, el cálculo de la temperatura crítica de condensación es crucial para asegurar el funcionamiento correcto del expulsor. Como se muestra en la figura (7b), para una relación de área fija, cuanto más alta es la temperatura del generador, más alta es la temperatura crítica de condensación y, para una temperatura fija del generador, a medida que la relación de área aumenta, la temperatura crítica de condensación disminuye. Puede observarse que estas relaciones son opuestas a las que existen entre T_g y A_r con la relación de arrastre crítica.

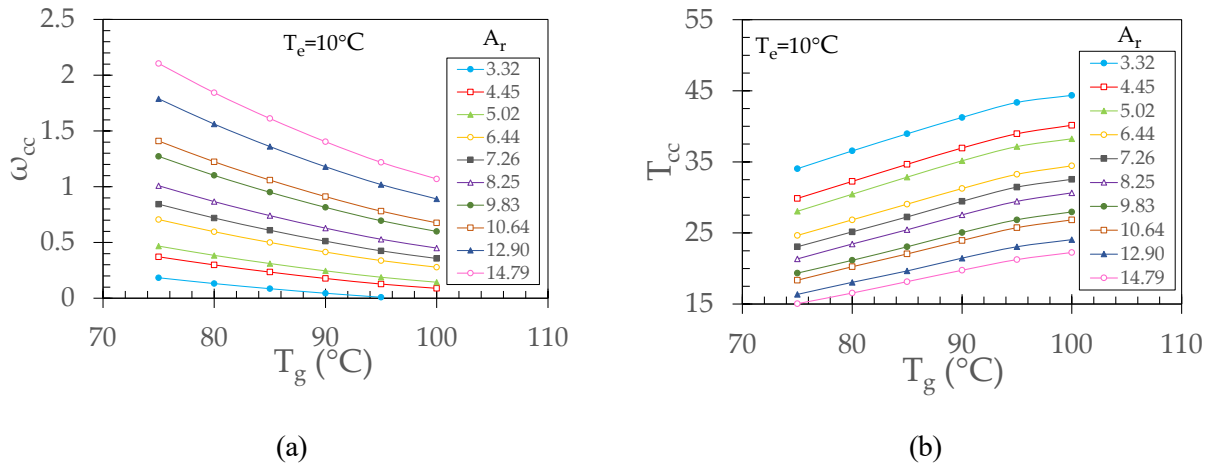


Fig. 7. (a) Ratio crítico de arrastre y (b) temperatura crítica de condensación en función de la temperatura de generación para diferentes geometrías, usando R134a y $T_e=10^\circ\text{C}$

3.2.-Selección de los fluidos de trabajo

Las figuras (8) y (9) muestran la relación de arrastre crítica, el COP y la temperatura de condensación crítica de varios refrigerantes para los dos casos límite del rango de aplicación. La temperatura mínima exterior considerada es de 25°C , ya que a partir de este punto los espacios de los edificios pueden necesitar refrigeración, y la temperatura máxima se fija en la temperatura más alta registrada en Sevilla, es decir, 43°C . Como se ha argumentado anteriormente, debido a las características del sistema, se supone que tanto la temperatura del evaporador como la del condensador dependen de la temperatura exterior. La temperatura considerada del generador se encuentra en el rango de $75\text{-}120^\circ\text{C}$ porque estos son los límites comunes de las aplicaciones solares.

Como se muestra en las Figs. (8) y (9), el R1234yf y el R290 tienen el coeficiente de arrastre crítico y el COP más altos. Sin embargo, la baja contrapresión de estos fluidos no es suficiente para operar en modo crítico, incluso en el caso más favorable, debido a que su temperatura crítica es inferior a la mínima necesaria, como se puede ver en la Fig. (8-c). Como se ha comentado anteriormente, al disminuir la relación de área se puede lograr una mayor temperatura crítica de condensación. Este hecho debe tenerse en cuenta, pero para estos casos no es suficiente para alcanzar las condiciones deseadas. Hay 3 refrigerantes con bajo ODP y GWP que cumplen los requisitos de alta temperatura crítica de condensación y relación de arrastre y COP aceptables, a saber, R600, R600a y R717. En las Figs. (8b) y (9b), se puede ver que el R717 tiene un mejor rendimiento de esos fluidos, mientras que el R600 puede alcanzar temperaturas de condensación críticas más altas. No obstante, el R600 y el R717 tienen riesgos prácticos ya que son inflamables y tóxicos, respectivamente. Aunque el R1234ze(E) es ligeramente inflamable, también se incluye en el estudio ya que sería más apropiado que el R717 y el R600 operen en una UTA, teniendo en cuenta la seguridad.

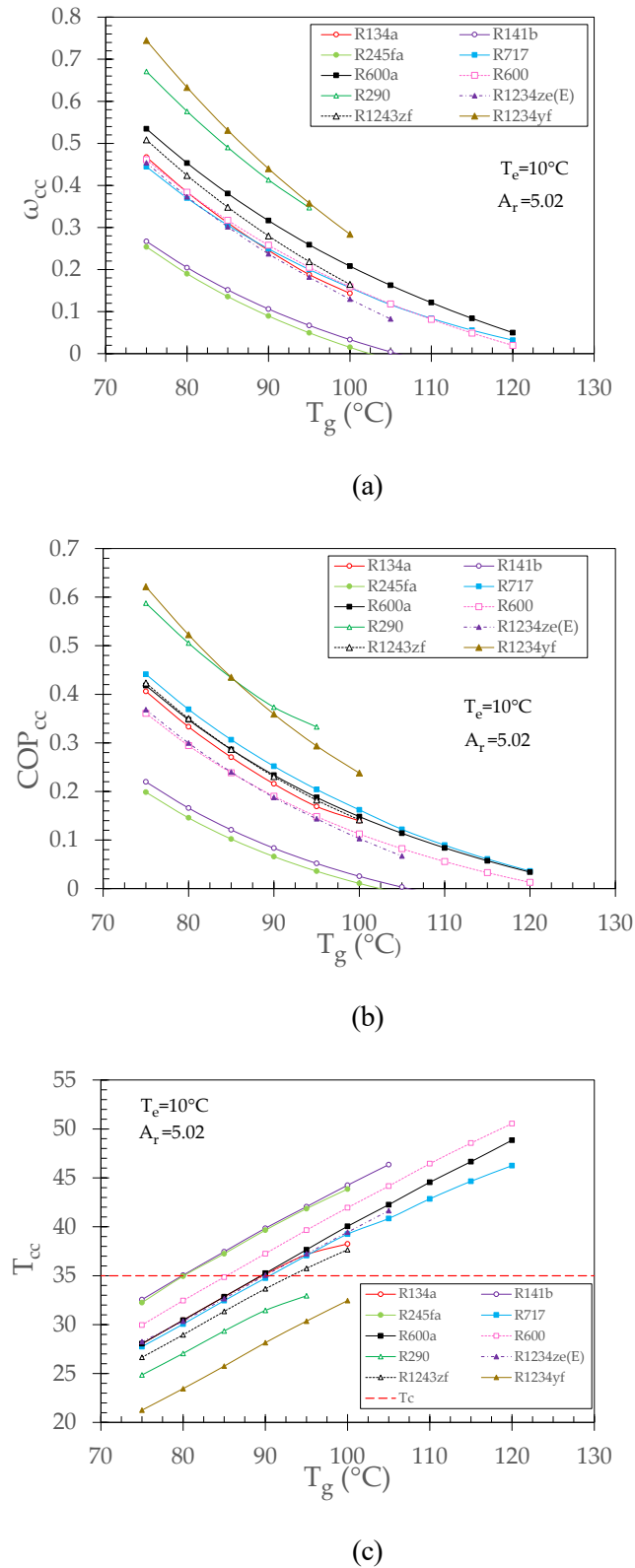
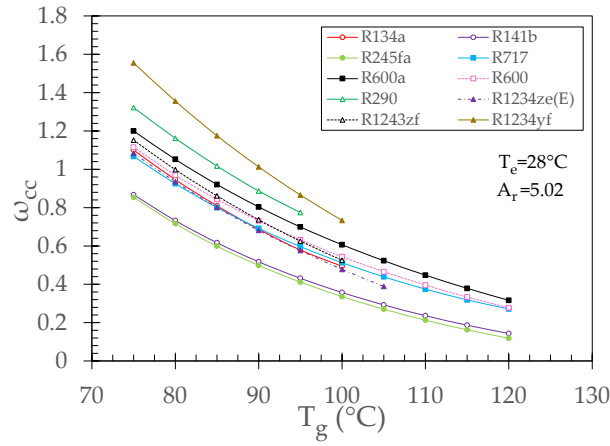
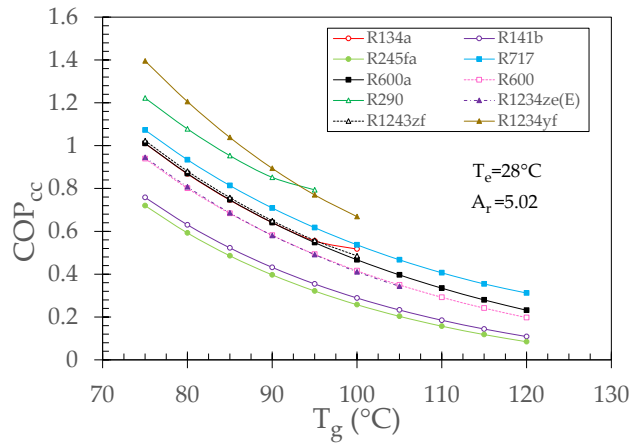


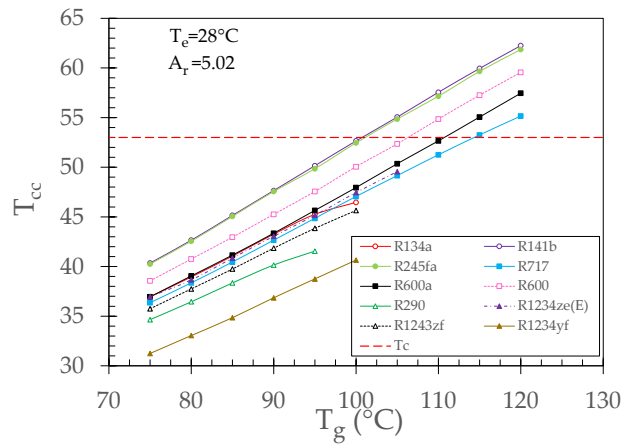
Fig. 8. (a) Ratio crítico de arrastre, (b) critical COP y (c) temperatura crítica de condensación en función de la temperatura de generación usando diferentes refrigerantes. Caso más favorable.



(a)



(b)



(c)

Fig. 9. (a) Ratio crítico de arrastre, (b) critical COP y (c) temperatura crítica de condensación en función de la temperatura de generación usando diferentes refrigerantes. Caso más desfavorable

3.3.-Funcionamiento del multi-eyector

La figura (10a) muestra el COP del eyector individual y el COP del multieyector. A una temperatura dada del generador y para un solo eyector, el COP aumenta a medida que la temperatura ambiente aumenta, alcanzando el máximo en el punto de diseño. Hasta ahora el expulsor ha funcionado en modo crítico, pero como la temperatura de condensación supera la temperatura de condensación crítica, el expulsor empieza a funcionar en modo subcrítico a partir de este punto, con la consiguiente caída del COP. Se puede observar que la relación de área óptima es menor a medida que aumenta la temperatura ambiente, esto se debe a que la temperatura de condensación también aumenta, y como se mencionó anteriormente, la disminución de la relación de área es una forma de obtener mayores contrapresiones. La otra consecuencia de la reducción del valor del Ar es la caída de la relación de arrastre y por lo tanto el COP también lo hace. Sin embargo, en este caso, la disminución es suave debido a que la temperatura del evaporador también aumenta con la temperatura exterior, lo que significa que el flujo secundario es arrastrado más fácilmente como resultado del aumento de la presión del evaporador. La Fig. (10b) presenta que el COPel sigue la misma tendencia que el COP.

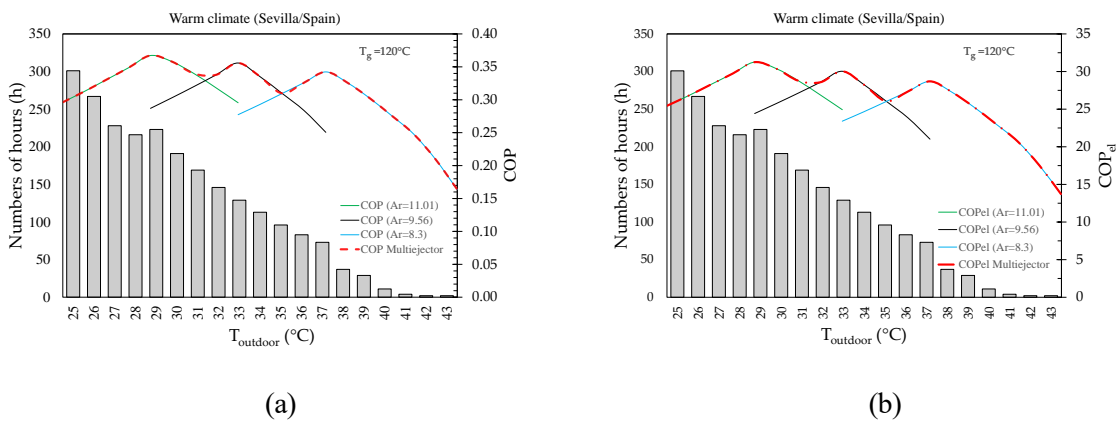


Fig. 10. Funcionamiento en función de las temperaturas de un clima cálido para cada eyector optimizado usando R600: (a) COP (b) COPel

La Fig. (11) muestra el rendimiento de los tres multieyectores diferentes diseñados para tres niveles de temperatura del generador. Independientemente de la temperatura del generador, cada multieyector debe alcanzar la misma temperatura de condensación crítica, ya que ésta depende de la temperatura ambiente. Por un lado, en un Ar dado, cuanto más alta es la temperatura del generador, más alta es la temperatura crítica de condensación, pero más baja es la del COP. Por otro lado, cuanto más alta es la temperatura del generador, más alto es el Ar que puede alcanzar esa temperatura de condensación crítica necesaria.

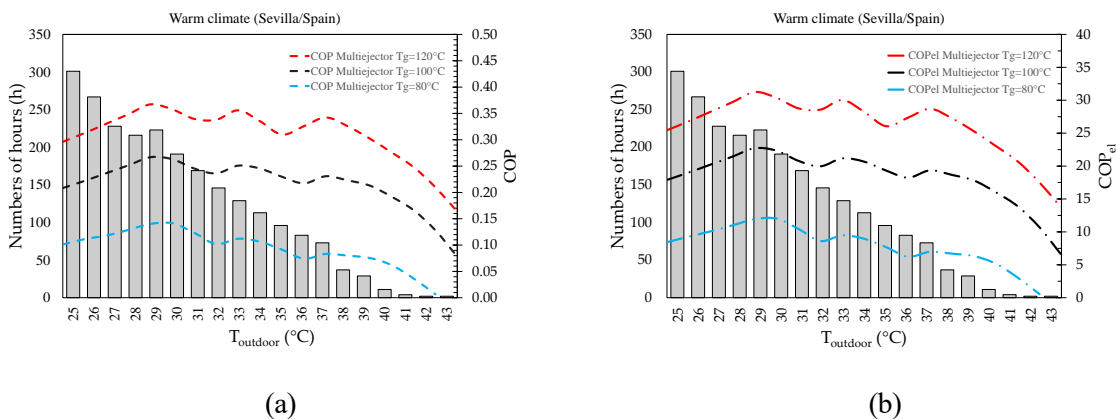


Fig. 11. Funcionamiento en función de las temperaturas de un clima cálido para cada multi-eyector

para diferentes temperaturas de generación, usando R600.

3.4.-Análisis estacional

Se supone que la energía térmica suministrada al generador está disponible debido al contexto en el que se propone la aplicación de preenfriamiento. Por esa razón, el SERS se compara con un VCC estándar en términos de COP y COP_{el}. Además, esta comparación se ha llevado a cabo teniendo en cuenta las condiciones reales de funcionamiento durante una temporada de calor en Sevilla utilizando diferentes fluidos de trabajo, a saber, un análisis estacional.

Se ha tomado el mismo valor para la eficiencia isoentrópica de la bomba (SERS) y del compresor (VCC) y es igual a 0,7. De manera similar, las pérdidas electromecánicas de ambos equipos se han asumido como equivalentes ($\eta_{em}=0,9$). Para cada temperatura ambiente, el COP de la SVC se ha calculado bajo condiciones idénticas a las de la SERS, resultando un COP estacional igual a 6,5. Debe notarse que el COP del SVC es constante para todos los casos, ya que la temperatura del generador no influye en su rendimiento.

La Fig. (12a) muestra el COP estacional de R717, R600 y R1234ze(E) para diferentes temperaturas del generador. Se puede ver que R717 logra los mejores rendimientos a niveles más altos de temperatura del generador con un COP igual a 0,25 ($T_g=100^\circ\text{C}$) y 0,37 ($T_g=120^\circ\text{C}$), seguido de cerca por R600 especialmente para el caso en que $T_g=100^\circ\text{C}$ (COP=0,24). Sin embargo, el R600 se posiciona como el fluido más adecuado en los casos de bajas temperaturas de generación, alcanzando un COP igual a 0,11. En comparación con el R717 y el R600, el R1234ze(E) tiene un rendimiento ligeramente inferior, pero alcanza un COP aceptable de 0,2 a $T_g=100^\circ\text{C}$. Para temperaturas de generador más altas, el R1234ze(E) no ha sido analizado ya que su temperatura crítica es de unos 109°C .

En la Fig. (12b) se comparan el COP_{el} de la SERS y el COP del VCC para las diferentes temperaturas del generador. R600 muestra el mejor rendimiento para la temperatura más alta del generador considerada ($T_g=120^\circ\text{C}$), alcanzando un COP_{el} estacional de 28,3, que comparado con el COP del CCV, resulta en un aumento del 335%. Por el contrario, el amoníaco resulta ser más eficiente desde el punto de vista eléctrico a temperaturas de generador más bajas que el R600 y el R1234ze(E), especialmente en el caso de $T_g=80^\circ\text{C}$, con un aumento del COP_{el} de alrededor del 140% en comparación con el COP del CCV. Se ha encontrado que el R717 alcanza un máximo a $T_g=100^\circ\text{C}$ con respecto al COP_{el} y es igual a 20,55, a diferencia del R600 y el R1234ze(E), cuyo COP_{el} aumenta con la temperatura del generador. La mejora eléctrica del R1234ze(E) es menos pronunciada en comparación con los otros refrigerantes estudiados, pero aún así logra una mejora de casi el 40% para $T_g=100$ con respecto al VCC

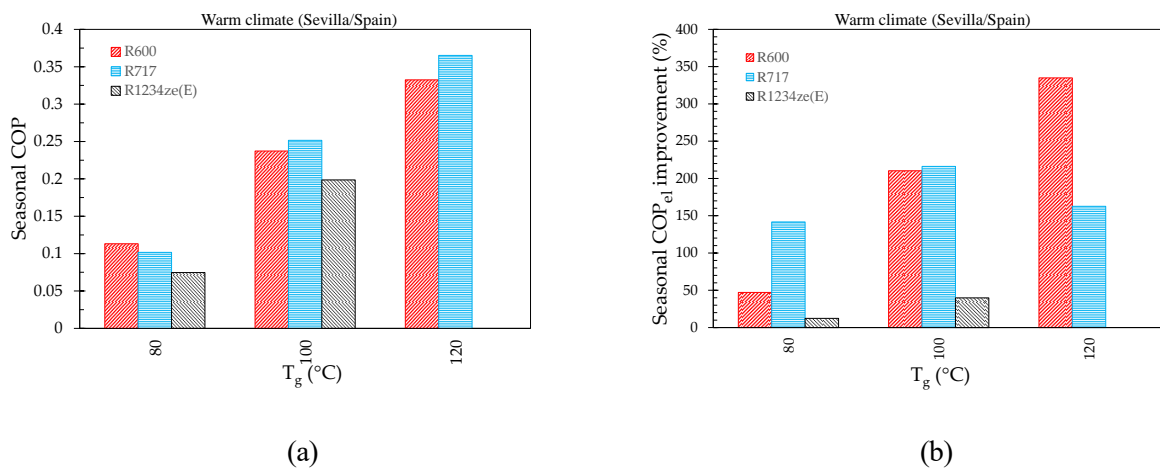


Fig. 12. (a) COP estacional y (b) COP_{el} estacional en función de la temperatura de generación usando diferentes refrigerantes.

4.-Conclusiones y trabajo futuro

En este estudio, se presenta un novedoso enfoque del SERS que funciona como un sistema de preenfriamiento de aire fresco para apoyar a la UTA. El modelo matemático del eyector ha sido validado con fluidos secos y húmedos. Se ha realizado un screening preliminar con varios fluidos de trabajo para seleccionar los más adecuados para operar en un clima cálido, debido a los requerimientos que esto conlleva para un SERS en cuanto a conseguir altas temperaturas de condensación. En cuanto a la estrategia de optimización, se diseña un multieyector de tres módulos para cada refrigerante seleccionado y para cada temperatura del generador utilizando EES. El rendimiento del SERS se calcula durante toda la temporada de calor en un clima cálido con fluidos de trabajo respetuosos con el medio ambiente, incluyendo R717, R600 y R1234ze(E) como posibles sustitutos del R134a comúnmente utilizado. La principal conclusión de este estudio está presente como sigue:

En primer lugar, el COPel estacional del sistema que utiliza el R717 y el R600 con una temperatura del generador de 100°C fue superior al del R1234ze(E) en un 122% y 126%, respectivamente.

En segundo lugar, se encontró que el amoníaco tiene el mejor COP estacional igual a 0,37 para $T_g=120^\circ\text{C}$, seguido de cerca por el R600 con un COP estacional=0,33.

Por último, el R600 mostró el mayor potencial de ahorro de electricidad al lograr un COPel estacional máximo igual a 28,3 para la mayor temperatura del generador considerada ($T_g=120^\circ\text{C}$). La mejora es más del triple en comparación con un COP estacional de un CCV que funciona en condiciones idénticas.

El documento demostró que el SERS trabajando como preenfriamiento de aire fresco usando R600, R717 e incluso R1234ze (E) podría ser una solución prometedora ya que los nuevos edificios están destinados a desperdiciar energía térmica solar durante las estaciones cálidas debido a la normativa de la NZEB. Aún se necesita hacer más análisis. Por un lado, se requieren varias simulaciones dinámicas de estaciones cálidas con diferentes tipos de edificios y, por lo tanto, diferentes cargas de la curva de enfriamiento, incluyendo los recursos solares y los aspectos económicos. Por otro lado, deben probarse investigaciones experimentales que incluyan alternativas factibles del SERS como la presentada en esta investigación.