Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Subdirección de Estudios de Posgrado

Caracterización numérica y experimental de un eyector que opera bajo condiciones de un refrigerador solar

por

Jorge Arturo Cantú Gómez

como requisito parcial para obtener el grado de

maestría en ciencias de la ingeniería

con orientación en Energías Térmica y Renovable

Octubre 2021

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Subdirección de Estudios de Posgrado

Caracterización numérica y experimental de un eyector que opera bajo condiciones de un refrigerador solar

por

Jorge Arturo Cantú Gómez

como requisito parcial para obtener el grado de

maestría en ciencias de la ingeniería

con orientación en Energías Térmica y Renovable

Octubre 2021

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis "Caracterización numérica y experimental de un eyector que opera bajo condiciones de un refrigerador solar", realizada por el estudiante Jorge Arturo Cantú Gómez, con número de matrícula 1055497, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández
Director

Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Revisor

Dr. Arturo Morales Fuentes
Revisor

Dr. Héctor Daniel Lara García
Revisor

Vo.Bo.

Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 3954

Ciudad Universitaria, a 25 de octubre de 2021.

Índice general

Agradecimientos **x**

Resumen **xi**

1. Introducción **1**

1.1. Refrigeración solar y eyectores 1

1.1.1. Refrigeración solar eléctrica; Sistema fotovoltaico 3

1.1.2. Refrigeración solar térmica; Ciclos abiertos 4

1.1.3. Refrigeración solar térmica; Ciclos cerrados 5

1.1.4. Refrigeración solar térmica; Sistema termomecánico 7

1.2. Hipótesis 8

1.3. Objetivo general 8

1.4. Objetivos específicos 9

2. Estado actual del conocimiento **10**

2.1. Funcionamiento de los eyectores 10

2.1.1. Parámetros de desempeño 11

2.1.2. Modos de operación de un eyector 12

2.2. Sistemas de refrigeración con eyectores 14

2.2.1. Modelos de análisis del eyector 14

2.2.2. Importancia de los parámetros geométricos del eyector 16

2.2.3. Modificación en ciclo original de refrigeracion con eyectores . . 18

2.2.4. Sistemas de refrigeración híbridos 18

2.3. Simulaciones e instalaciones experimentales con eyectores 23

2.3.1. Simulaciones mediante CFD 23

2.3.2. Estudios experimentales 27

3. Metodología 30

3.1. Modelado computacional 30

3.1.1. Geometría del eyector 30

3.1.2. Ecuaciones de gobierno 32

3.1.3. Condiciones de frontera 32

3.1.4. Configuración numérica 33

3.1.5. Propiedades del refrigerante 34

3.1.6. Modelo de turbulencia 34

3.1.7. Discretización del dominio 38

3.1.8. Validación del modelo 41

3.2. Propuesta de diseño de instalación experimental 43

3.2.1. Antecedentes de instalaciones experimentales 43

3.2.2. Eyector 46

3.2.3. Instalación experimental 50

4. Resultados **52**

4.1. Modelado computacional 52

5. Conclusiones **66**

A. Bibliografía **68**

Índice de figuras

1.1. Tecnologías de refrigeración solar. 2

1.2. Sistema de refrigeración solar térmica con desecante sólido. 5

1.3. Sistema de refrigeración solar térmica por absorción. 6

1.4. Sistema de refrigeración termomecánico con eyector. 8

2.1. Esquema del eyector 10

2.2. Modos de operación del eyector propuestos por Huang et al. [13] . . . 13

2.3. Secciones del eyector 17

2.4. Sistema de refrigeración gravitatorio con eyector 19

2.5. Sistema de refrigeración híbrido eyector-compresor 21

2.6. Sistema de refrigeración híbrido eyector-compresor accionado por energía residual 21

2.7. Sistema de refrigeración con eyector y sub-ciclo de Rankine 22

2.8. Comparación de resultados obtenidos por Rusly et al. [26] en su experimentación 24

2.9. Esquema del eyector utilizado para las experimentaciones de Sriveerakul et al.[27] 25

2.10. Esquema del eyector utilizado por Yinhai et al. [28] en su experimentación 26

2.11. a)Esquema de un eyector regular, b)Esquema del eyector propuesto por Gutierrez et al. [30] en sus simulaciones 27

3.1. Geometría axisimétrica del eyector (mm) 31

3.2. Geometría axisimetrica del eyector en ANSYS Fluent 32

3.3. Esquema del eyector axisimétrico con condiciones de frontera 33

3.4. Diagrama de Ph del refrigerante R134a 35

3.5. Diagrama de densidad del refrigerante R134a 35

3.6. Diagrama de viscosidad dinámica del refrigerante R134a 36

3.7. Diagrama de capacidad calorífica del refrigerante R134a 36

3.8. Mallado del eyector 40

3.9. Esquema del circuito de refrigeración usado por J. Yan et al. [35] en su experimentación 45

3.10. Pieza 1: Boquilla del eyector 47

3.11. Pieza 2: Cámara de mezclado y difusor 48

3.12. Ensamble del eyector 49

3.13. Componentes de la instalación experimental 51

3.14. Esquema de la instalación experimental 51

4.1. Efecto de la contrapresión sobre la relación de arrastre, $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa 53

4.2. Efecto de la contrapresión sobre la relación de arrastre, $P_g = 2.34$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa 53

4.3. Efecto de la contrapresión en el flujo másico secundario, $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa 55

4.4. Efecto de la contrapresión en el flujo másico secundario, $P_g = 2.34$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa 57

4.5. Porcentaje de diferencia $\dot{m}_e$ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.148$ MPa. 58

4.6. Porcentaje de diferencia $\dot{m}_e$ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.34$ MPa. 59

4.7. Porcentaje de diferencia μ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.148$ MPa. 59

4.8. Porcentaje de diferencia μ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.34$ MPa. 60

4.9. Contornos de número de Mach $P_g = 2.148$ MPa y $P_e = 0.31$ MPa, (a) $P_c = 0.44$ MPa, (b) $P_c = 0.50$ MPa, (c) $P_c = 0.588$ MPa 61

4.10. Comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y $P_c = 0.44$ MPa. (a) Presión, (b) Temperatura, (c) Número de Mach. 63

4.11. Comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y $P_c = 0.50$ MPa. (a) Presión, (b) Temperatura, (c) Número de Mach. 64

4.12. Comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y $P_c = 0.56$ MPa. (a) Presión, (b) Temperatura, (c) Número de Mach. 65

Índice de tablas

3.1. Parámetros de geometría base del eyector 31

3.2. Detalle del mallado utilizado 39

3.3. Condiciones del análisis de sensibilidad de malla 40

3.4. Resultados del análisis de sensibilidad de malla 41

3.5. Resumen de condiciones de prueba en las soluciones en ANSYS Fluent 42

3.6. Estudios reciente de experimentaciones con eyectores 44

3.7. Composición del Aluminio 7075 46

3.8. Propiedades Tecnológicas del Aluminio 7075 50

3.9. Propiedades Físicas del Aluminio 7075 50

4.1. Resultados de simulaciones expresado en flujos másicos secundarios y relación de arrastre, comparados contra los resultados experimentales de J. Yan et al. [35] y sus porcentajes de diferencia 56

Agradecimientos

Agradezco al CONACYT por el apoyo a través del proyecto Laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío 2020. Además, del apoyo con la beca de Postgrado CVU 959632. Agradezco al PAICYT por el apoyo otorgado mediante el proyecto número IT 1420-20.

Agradezco a mis Maestros e Investigadores asociados de la Maestría en Ciencias de la Ingeniería con orientación en Energías Térmica y Renovable por su apoyo y colaboración, en especial a mi asesor de tésis el Dr. Hugo Ramírez. Además, a mis compañeras de generación Briz, Nory y Monse, y compañeros de Maestría Irak, Diego, Mario, Fernanda y Martha.

Resumen

Jorge Arturo Cantú Gómez.

Candidato para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con orientación en Energías Térmica y Renovable.

Universidad Autónoma de Nuevo León.

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Título del estudio: Caracterización numérica y experimental de un eyector que opera bajo condiciones de un refrigerador solar.

Número de páginas: **??**.

S e desarrolló un modelo numérico mediante la dinámica de fluidos computacional para un eyector de una fase, bajo condiciones de operación de un refrigerador solar. Con este modelo se estudió el efecto de la contrapresión, P_c, en el flujo másico secundario, $\dot{m}_e$, y en la relación de arrastre, μ,. Los resultados numéricos se compararon con resultados reportados en la literatura, dando validez al modelo computacional propuesto. El modelo numérico es capaz de predecir los tres modos de operación del eyector. El modelo desarrollado predice en mayor medida el comportamiento dentro del eyector para un modo de trabajo de doble estrangulamiento. Además, se propuso el diseño de la instalación experimental donde se pueda probar el modelo físico de dicho eyector. La generación de dicho modelo es el primer paso en el desarrollo y estudio de este tipo de sistemas de refrigeradores que trabajan con un ciclo híbrido de refrigeración solar en el grupo de investigación donde se desarrolló esta Tesis.

Firma del asesor: _____
Dr. Hugo Ramírez Hernández

Capítulo 1

Introducción

Según lo expresado en la última Conferencia de la ONU sobre el Cambio Climático de 2019, COP25 (Conference of the Parties 25) en Madrid la refrigeración en todas sus aplicaciones representa actualmente cerca del 20 % de la energía eléctrica consumida en el mundo y se prevé que incremente constantemente. Además, el consumo de energía debido a la refrigeración representa dos terceras partes del impacto que ella tiene en el cambio climático, mientras que la otra tercera parte es debido a las emisiones directas de gases refrigerantes de efecto invernadero, (Instituto Internacional de Refrigeración, IIR). En el contexto mundial en un escenario sin cambio en las actuales políticas de producción de energía, la demanda de energía en general se incrementará 1.3 % cada año al menos hasta el 2040 (Agencia Internacional de Energía, IEA). La solución para contrarrestar la problemática antes expuesta se sitúa en mejorar la eficiencia energética, usar energías alternas y renovables, y emplear refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés), todo de manera simultánea.

1.1 Refrigeración solar y eyectores

En el contexto sobre el uso de energías alternas y renovables en la refrigeración, desde hace ya varias décadas se empezó a trabajar con la energía solar como

proveedor de energía para su funcionamiento. A la fecha se han desarrollado varias tecnologías de refrigeración solar que podemos dividir en eléctricas y solares térmicas. En la Fig. 1.1 se muestra la clasificación de las diferentes tecnologías de refrigeración solar. Cada una de estas tecnologías tienen diferentes características en comparación con el tradicional compresor de vapor alimentado con energía eléctrica que proviene en su gran mayoría de la quema de combustibles fósiles. Entre las características destacadas de los sistemas de refrigeración solar existentes, se puede mencionar un amplio rango de coeficiente de desempeño (COP), distintos fluidos de trabajo, necesidad de equipos adicionales para su funcionamiento y diferentes parámetros de operación [1-6]. No todas estas tecnologías alternativas son comerciales actualmente y la mayoría solo cuenta con instalaciones experimentales en universidades y centros de investigación, aunque algunas bajo ciertas características ya se pueden encontrar comercialmente. Algunas desventajas de las tecnologías de refrigeración solar son que poseen menores COP, y en general suelen ser más caras por el equipo requerido para su funcionamiento, esto debido a que no han sido estudiadas tan a detalle como el tradicional ciclo de compresor de vapor y por lo tanto necesitan mejorar para aumentar su eficiencia. A continuación se presenta un desglose con ejemplos de las tecnologías antes mencionadas.

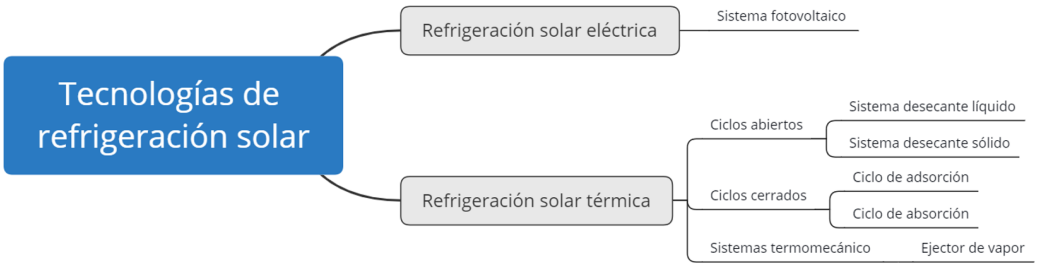

Figura 1.1: Tecnologías de refrigeración solar.

1.1.1 Refrigeración solar eléctrica; Sistema fotovoltaico

En este tipo de refrigeración la corriente eléctrica producida por las celdas fotovoltaicas es suministrada al sistema de compresión de vapor tradicional para hacer funcionar el compresor del ciclo y por ende el ciclo de refrigeración. Debido a que el sistema necesita de la energía suministrada por las celdas fotovoltaicas para trabajar, la eficiencia global del sistema esta determinada por la eficiencia de las mismas celdas fotovoltaicas. Como resultado, el aumentar la eficiencia de este tipo de sistemas solo recae en la mejora y estudio de las celdas fotovoltaicas.

De acuerdo a Klein et al. [7], quienes investigaron los problemas de acoplar un motor de compresión de vapor con la energía producida por las celdas fotovoltaicas, es importante que el voltaje en la celda fotovoltaica sea cercano al voltaje que provee la máxima energía para que este tipo de sistemas de refrigeración acoplados a sistemas fotovoltaicos operen a su máxima eficiencia.

El uso de tecnología acoplada a sistemas fotovoltaicos reduce significativamente el impacto en el medio ambiente de los sistemas de refrigeración, conduciendo las estrategias para mitigar completamente su impacto en la selección de materiales para su manufactura y el reciclado de los mismos. Tawalbeh et al. [8], estimaron que la huella de carbón de este tipo de sistemas se encuentra en el rango de 14 – 73 $gCO_2 - eq/kWh$, contra los sistemas tradicionales actuales que producen la energía a través de gas (607.6 $gCO_2 - eq/kWh$), petróleo (742.1 $gCO_2 - eq/kWh$), y carbón (975.3 $gCO_2 - eq/kWh$). Entonces es posible reducir hasta en un 50 por ciento las emisiones de gas invernadero con el uso de nuevos materiales y materiales reciclados.

1.1.2 Refrigeración solar térmica; Ciclos abiertos

Los ciclos abiertos, también conocido como sistemas de desecantes, emplean el enfriamiento evaporativo, en donde el calor es transferido por el sólido o líquido desde las sustancias en contacto con él durante el proceso de evaporación. La diferencia entre las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco incrementan el potencial para llevar a cabo el enfriamiento evaporativo. Los desecantes a los que refiere estos tipos de ciclos son usados para deshumidificar el aire en la entrada del ciclo, para obtener aire seco el cual es entonces enfriado y humidificado mediante el enfriamiento evaporativo. Un compresor de vapor tradicional puede acompañar este tipo de ciclos cuando se requieren temperaturas específicas, o el proceso de enfriamiento evaporativo no genera las temperaturas requeridas.

Como se mencionó anteriormente, el desecante puede ser sólido o líquido. La diferencia es su forma de aplicación; en el caso de los desecantes sólidos regularmente se presentan en forma de ruedas con espacios huecos que posibilitan la retención de la humedad, y para el caso líquido este es espreado capturando la humedad del aire. En la Fig. 1.2 se observa un esquema para el caso del desecante sólido. Panaras et al. [9], propusieron una estrategia de control para mantener las condiciones dentro de un edificio, dentro de los valores definidos por la ASHRAE como zona de confort, utilizando al desecante sólido en el ciclo de refrigeración. En el caso del ciclo con desecante líquido, Luo et al. [10], utilizaron líquidos iónicos sustitutos de los desecantes tradicionales para solucionar el problema de corrosión.

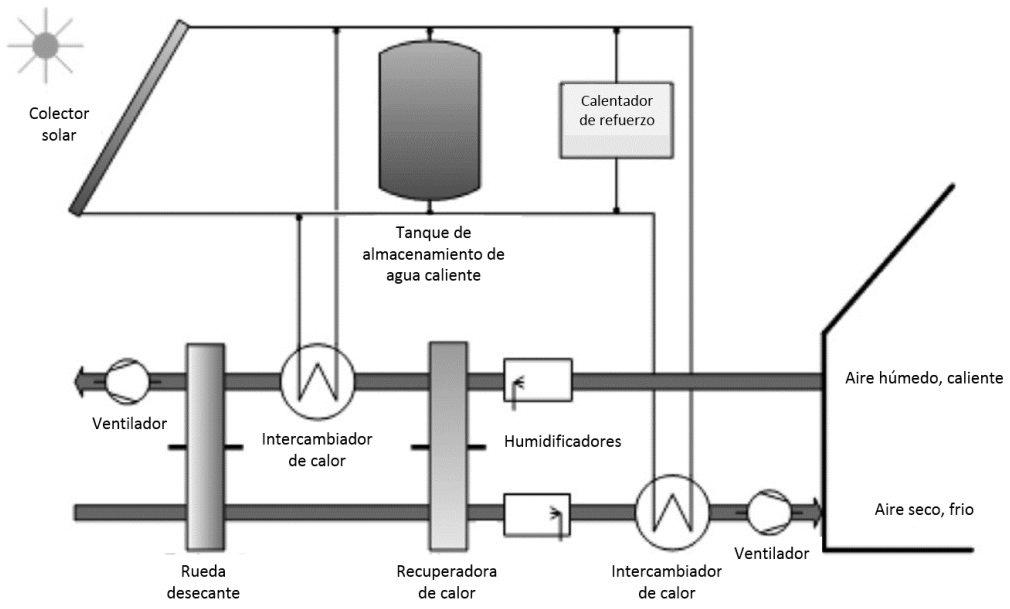

Figura 1.2: Sistema de refrigeración solar térmica con desecante sólido.

1.1.3 Refrigeración solar térmica; Ciclos cerrados

1.1.3.1 Ciclos cerrados. Refrigeración por absorción

Es el sistema de refrigeración solar térmico más usado en la actualidad y con más historia de investigaciones acerca de él. Para su funcionamiento se remplaza el compresor de vapor en el ciclo de refrigeración por un mecanismo de absorción térmica. Este mecanismo de absorción consiste en un absorbente, una bomba, una válvula de expansión, regenerador y generador. Los fluidos de trabajo comúnmente usados como absorbentes son las mezclas agua-amoniaco y bromuro de litio-agua. En ambos casos el primero es quien hace el efecto de absorber y el segundo de refrigerante. En la Fig. 1.3 se muestra un esquema con el ciclo de refrigeración por absorción simple. Sarabia et al. [11], propusieron que el acoplamiento con el sistema de colectores solares fuera directamente al sistema del generador evaluando este tipo de configuración.

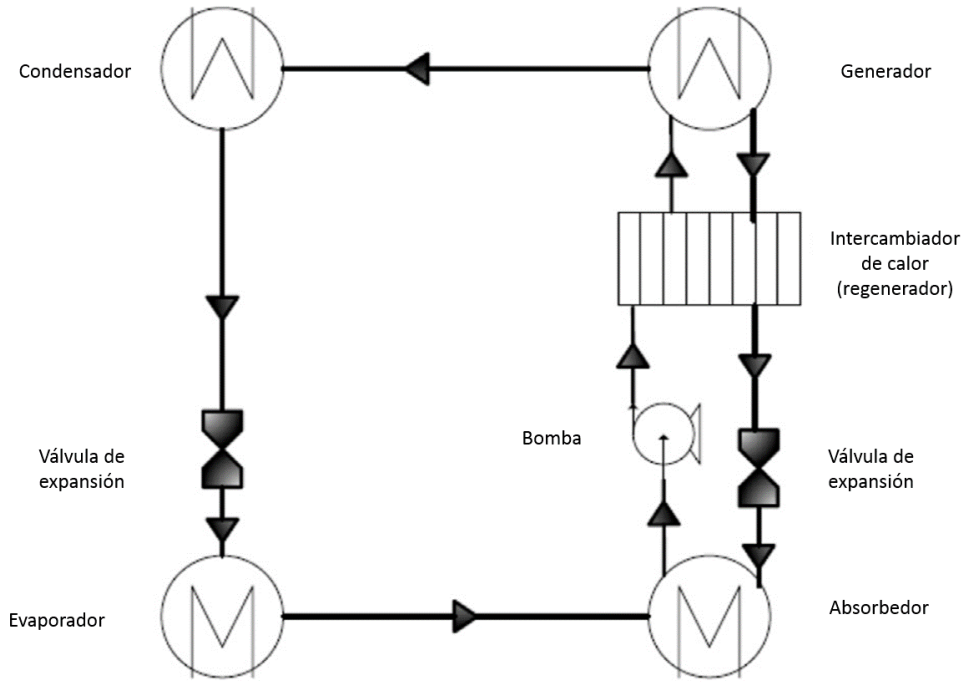

Figura 1.3: Sistema de refrigeración solar térmica por absorción.

1.1.3.2 Ciclos cerrados. Refrigeración por adsorción

El proceso de adsorción ocurre cuando moléculas de un fluido son adheridas a una superficie sólida por fuerzas electrostáticas o fuerzas de Van der Waals. Dentro del ciclo de refrigeración el proceso se lleva a cabo cuando el refrigerante migra hacia el adsorbente bajando la temperatura del líquido y aumentando la del adsorbente. Comúnmente los pares de fluidos de trabajo son zeolita-agua, carbón activado-metanol, carbón activado-agua y silica-agua. Este tipo de ciclos de refrigeración son atractivos por usar refrigerantes amigables con el medio ambiente, fuentes de calor de baja temperatura, y además, el proceso no incluye partes móviles. La mejora de las características de los pares de fluidos de trabajo tiene la oportunidad de aumentar su eficiencia. Se destaca el trabajo de Sapienza et al. [12] quienes enfocaron sus investigaciones en probar nuevos compuestos especializados ($LiNO_3$/Vermiculita) para temperaturas bajas como fuentes de calor. En este sistema de refrigeración solar por adsorción, al igual que en otros sistemas de este tipo, el calor necesario para

calentar al fluido refrigerante se obtiene a través de colectores solares.

1.1.4 Refrigeración solar térmica; Sistema termomecánico

El sistema termomecánico comprende el uso de un eyector de vapor para su funcionamiento en lugar del compresor del ciclo tradicional. Este sistema obtiene su energía a través del intercambio de calor entre fluidos, proceso que utiliza un generador que le provee de la energía necesaria para hacer funcionar el ciclo de refrigeración. En la Fig. 1.4 se puede observar al sistema simple de refrigeración con eyector. Los sistemas de refrigeración con eyectores tienen la característica de ser simples en su construcción, económicos y de bajo mantenimiento al no poseer partes móviles; además, de poder trabajar con un amplio rango de refrigerantes incluidos los amigables para el ambiente. Debido a lo anterior este tipo de ciclo refrigeración con sistema termomecánico destaca de entre todos lo anteriores. Si bien el trabajo con estos sistemas suena prometedor, entre sus desventajas se encuentran los COP más bajos para los sistemas de refrigeración termo solares y la falta de investigación para múltiples condiciones de manejo, como su aplicación en refrigeradores.

Para superar las desventajas antes mencionadas en el uso de sistemas de refrigeración con eyectores, se requiere una mayor área de colectores solares para entregar la energía requerida y obtener los COP esperados, lo que por ende resultaría en un mayor costo, además de que esto no garantiza cubrir las necesidades energéticas cuando exista algún cambio significativo en las condiciones climáticas. Alternativamente, su mejora se centra entonces en el estudio de su geometría para encontrar los parámetros dentro de ella que otorgan mejores COP y mejores eficiencias en cuestiones energéticas.

Tanto el modelado en CFD como los estudios experimentales son los dos recursos más importantes para cumplir con lo anterior y así encontrar el eyector adecuado

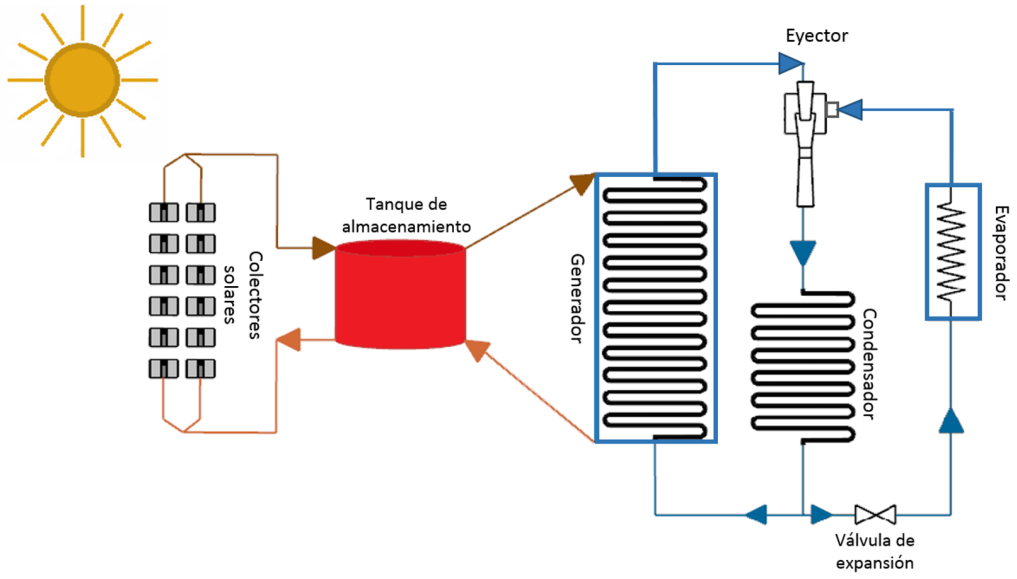

Figura 1.4: Sistema de refrigeración termomecánico con eyector.

para el ciclo de refrigeración termo solar propuesto con un refrigerante particular.

1.2 Hipótesis

La inclusión de un de eyector de vapor en un refrigerador comercial mejora su desempeño y disminuye el uso de energía eléctrica al poder ser impulsado parcialmente por energía termo solar. Los modelos basados en la Dinámica de Fluidos Computacional para estudiar eyectores son útiles para su validación y disminuyen el trabajo experimental.

1.3 Objetivo general

Caracterizar numéricamente mediante Dinámica de Fluidos Computacional un eyector que opera bajo condiciones de un refrigerador solar, además de validar mediante resultados experimentales reportados en la literatura abierta los resultados

mediante el registro de parámetros importantes como flujo másico, la relación de arrastre, la presión y el número de Mach.

1.4 Objetivos específicos

- Encontrar en el estado del arte actual un diseño de un eyector probado experimentalmente con características similares a las requeridas para la construcción de un refrigerador comercial alimentado por energía solar térmica.
- Caracterización del funcionamiento del eyector con el uso de la dinámica de fluidos computacional, considerando su geometría y parámetros de operación esperados en el sistema propuesto.
- Diseño y armado de arreglo experimental para probar el eyector.
- Validación del modelo del eyector.
- Comparar los resultados obtenidos entre la los estudios numéricos y los resultados encontrados en la literatura.
- Proponer un modelo de eyector para un sistema de refrigerador comercial alimentado por energía solar térmica.

Capítulo 2

Estado actual del conocimiento

2.1 Funcionamiento de los eyectores

El eyector es el corazón del ciclo dentro del sistema de refrigeración solar-termo mecánico. El mismo consiste principalmente en una boquilla, una cámara de mezclado y un difusor como se muestra en la Fig. 2.1.

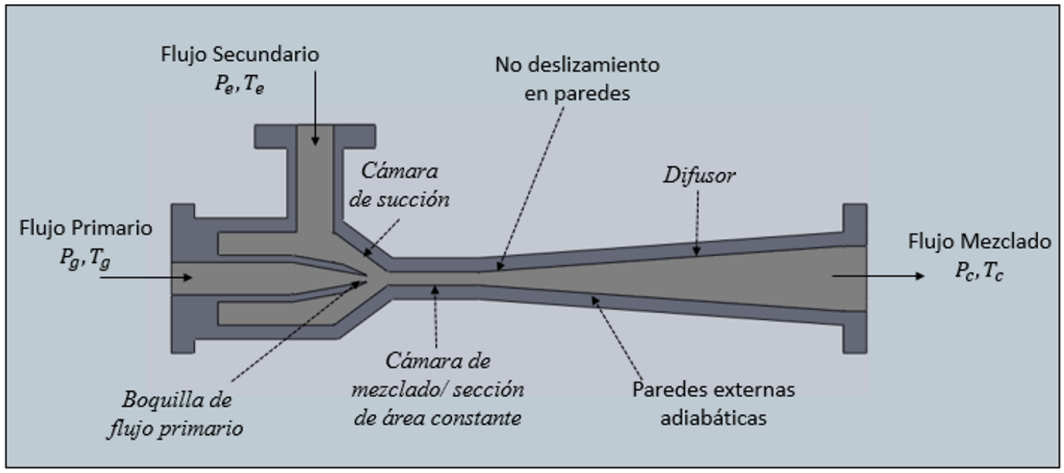

Figura 2.1: Esquema del eyector

El principio de funcionamiento del eyector se basa en la expansión de un chorro de vapor a alta presión en la sección convergente/divergente de la boquilla del flujo primario. La energía interna del vapor en movimiento se convierte en energía cinética.

El chorro de vapor de alta velocidad (flujo primario) arrastra al chorro de vapor secundario de baja presión (flujo secundario). Los dos chorros de vapor entran en la sección de volumen constante o de mezclado donde el impulso se transfiere del fluido primario al fluido secundario causando la aceleración del chorro de vapor secundario. Antes de salir del eyector, se utiliza un difusor para convertir la energía cinética del vapor mezclado en energía interna para alcanzar una presión más alta que la contrapresión.

2.1.1 Parámetros de desempeño

Se utilizan varios parámetros para describir el desempeño de los eyectores en los ciclos de refrigeración con eyectores como se muestra a continuación. La relación de arrastre μ es la relación entre la tasa de flujo másico del flujo secundario $\dot{m}_e$, y la tasa de flujo másico del flujo primario $\dot{m}_g$:

$$\mu = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \tag{2.1}$$

La relación de compresión H_c es la presión estática a la salida del difusor p_c, dividida por la presión estática del flujo secundario p_e:

$$H_c = \frac{p_c}{p_e} \tag{2.2}$$

El COP teórico del ciclo termodinámico se define como la relación entre el calor de evaporación (potencia de enfriamiento) Q_e y la energía total entrante en el ciclo $Q_g + P_{el}$:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + P_{el}} \tag{2.3}$$

donde Q_g es la potencia térmica del generador, y P_{el} es la potencia eléctrica de la bomba.

La eficiencia del eyector η_{ej} se define como la relación entre la energía de compresión recuperada real y la energía teórica disponible en el fluido en movimiento:

$$\eta_{ej} = \frac{(\dot{m}_g + \dot{m}_e)(h_{c,in} - h_{e,out})}{\dot{m}_g(h_{g,out} - h_{e,out})} \tag{2.4}$$

donde $h_{c,in}$ es la entalpía específica a la entrada del condensador, $h_{e,out}$ es la entalpía específica a la salida del evaporador, y $h_{g,out}$ es la entalpía específica a la salida del generador.

El COP real del ciclo termodinámico COP_r esta dado por:

$$COP_r = \eta_{ej} COP \tag{2.5}$$

La COP general de un sistema de enfriamiento termo mecánico solar está dada por la siguiente ecuación:

$$COP_{sys} = \frac{Q_e}{Q_s} \tag{2.6}$$

donde Q_s es la energía solar recibida por la superficie de los colectores solares.

2.1.2 Modos de operación de un eyector

De acuerdo a las definiciones descritas por Huang et al. [13], como resultado de sus investigaciones realizadas entre 1985 y 1999, el eyector al operar con presiones de flujo primario P_g y de flujo secundario P_e constantes, puede trabajar en tres modos de operación diferentes en relación a la contrapresión P_c; lo anterior como resultado de la aceleración del flujo de arrastre en el área de volumen constante. En el primer

modo de funcionamiento llamado de doble estrangulamiento, los flujos primario $\dot{m}_g$ y secundario $\dot{m}_e$ son arrastrados y se estrangulan, bajo estas condiciones la relación de arrastre μ permanece constante. El segundo modo es el de estrangulamiento simple, donde solo el flujo primario es estrangulado y la relación de arrastre disminuye gradualmente mientras que la contrapresión P_c aumenta. El tercer modo es llamado de retorno, donde ninguno de los flujos, primario y secundario se estrangula, y por lo tanto la relación de arrastre es negativa. Bajo esas condiciones el eyector esta fuera de servicio. En la Fig. 2.2 se muestran los tres modos de operación del eyector descritos, donde P_c^* es el valor de la contrapresión en el punto critico y P_{co} es el valor de la contrapresión donde empieza el malfuncionamiento del eyector a mayores valores de P_c.

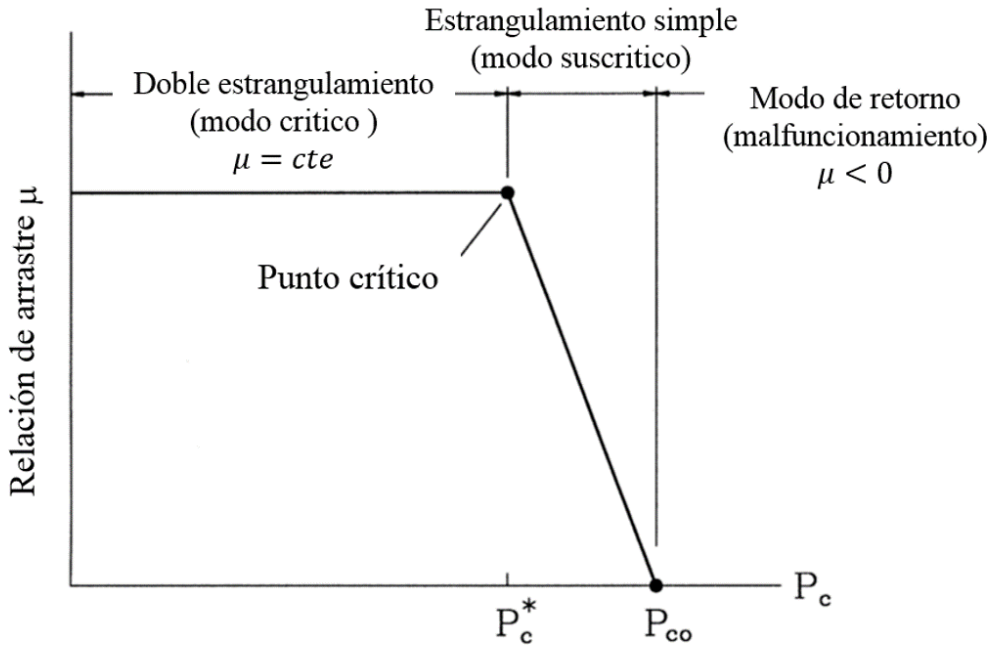

Figura 2.2: Modos de operación del eyector propuestos por Huang et al. [13]

2.2 Sistemas de refrigeración con eyectores

Los sistemas de refrigeración con eyectores fueron inventados por Sir Charles Parsons alrededor del año 1901, desde entonces se han estudiado y mejorado en gran medida sus componentes. En este Capítulo se presenta un resumen de los modelos de estudio del eyector, mejoras a su geometría y en su ciclo base de refrigeración; además, se hará referencia a su acople a sistemas solares térmicos y otros sistemas en búsqueda de una mayor eficiencia mediante el uso de la energía proveniente de diversas fuentes.

2.2.1 Modelos de análisis del eyector

El uso de modelos matemáticos que explican el comportamiento del flujo dentro del eyector a partir de las ecuaciones de gobierno de continuidad, momentum, y energía, ha permitido mejorar y optimizar el mismo, y por ende el sistema de refrigeración en el que está ubicado.

El desarrollo de un modelo unidimensional de una fase fue descrito por primera vez por Keenan et al. en 1950 [14], y mejorado por varios autores que fueron incluyendo diversas suposiciones para su optimización.

De importancia podemos mencionar el modelo de Huang et al. [13] quien presentó un modelo crítico unidimensional que suponía que la mezcla de los dos flujos ocurría bajo una presión uniforme en una sección a la entrada del área de volumen constate. Para este modelo se siguieron las siguientes consideraciones: el fluido de trabajo era un gas ideal, el flujo dentro del eyector era constante y en una dimensión el cambio entre la energía cinética en las entradas y salidas era despreciable, los efectos de las pérdidas por fricción y mezclado se tomaron en cuenta usando coeficientes introducidos en las relaciones isentrópicas, las paredes internas del eyector son adiabáticas, entre otras.

Las ecuaciones usadas en el modelo de Huang et al. [13] indican que a una presión y temperatura de entrada del flujo primario, su flujo másico a través de la boquilla a una condición de estrangulamiento sigue la ecuación de la dinámica de los gases:

$$\dot{m}_p = \frac{P_g A_t}{\sqrt{T_g}} x \sqrt{\frac{\gamma}{R}(\frac{2}{\gamma+1})^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_g} \tag{2.7}$$

y para la entrada del flujo másico secundario a cierta presión y temperatura:

$$\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} x \sqrt{\frac{\gamma}{R}(\frac{2}{\gamma+1})^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_s} \tag{2.8}$$

donde A_t es el área de la garganta de la boquilla por la que entra el flujo primario, A_{sy} es el área en la que tiene de entrada el flujo secundario en su encuentro con el flujo primario a la salida de la boquilla y dentro del área de volumen constante, η es un coeficiente relacionado a la eficiencia isentrópica de cada uno de los flujos de entrada.

Tras encontrar los flujos másicos de entrada se encuentra el flujo másico de la mezcla $\dot{m}_m$ y velocidades en ambos flujos en la entrada de la sección donde se mezclan (y), para poder encontrar a partir de ahí el número de Mach de la mezcla M_m y con él las propiedades en la sección de salida del área de volumen constante y entrada al difusor (M_3, P_3).

$$M_m = \frac{V_m}{a_m}; a_m = \sqrt{\gamma R T_m} \tag{2.9}$$

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1}(M_m^2 - 1) \tag{2.10}$$

$$M_3^2 = \frac{1 + ((\gamma-1)/2)M_m^2}{\gamma M_m^2 - ((\gamma-1)/2)} \tag{2.11}$$

Con lo que se obtiene la presión de salida al condensador o contrapresión P_c.

$$\frac{P_c}{P_3} = (1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_3^2)^{\gamma/\gamma-1} \tag{2.12}$$

Como resultado de este análisis se incluyen el flujo primario $\dot{m}_p$ y secundario $\dot{m}_s$ y con ellos la relación de arrastre μ (2.1)

Otro modelo de importancia fue el de Rogdakis et al. [15] que dejó de lado las suposiciones anteriores que utilizaban gas ideal para basar su modelo unidimensional utilizando las propiedades termodinámicas y de transporte de gases reales.

También se ha concurrido a modelos de dos fases que, contrario a los modelos de una fase basados en la suposición de una compresibilidad reversible; establecen que un cambio de fase ocurre en el eyector.

En contraste con estos modelos matemáticos, actualmente el uso de modelos de CFD pueden predecir el comportamiento del flujo en lugares específicos dentro del eyector. Posteriormente en este capitulo como en los siguientes se seguirá profundizando en el modelado en CFD.

2.2.2 Importancia de los parámetros geométricos del eyector

Para los sistemas de refrigeración con eyector, el eyector es el dispositivo de mayor importancia y por lo tanto la que marca la eficiencia del sistema, debido a esto muchos investigadores han resuelto el llevar a cabo su optimización enfocando sus esfuerzos en modificar su geometría.

Dentro del eyector los parámetros que afectan el desempeño del mismo se pueden resumir en los siguientes: área entre la boquilla de salida primaria y área de volumen constante, posición de salida de la boquilla primaria, diámetro de boquilla

primaria, longitud del área de volumen constante y la geometría del difusor, ver Fig. 2.3 como referencia. A continuación se presentan algunos ejemplos de como la modificación de estos factores mejoró el desempeño del eyector y el sistema de refrigeración.

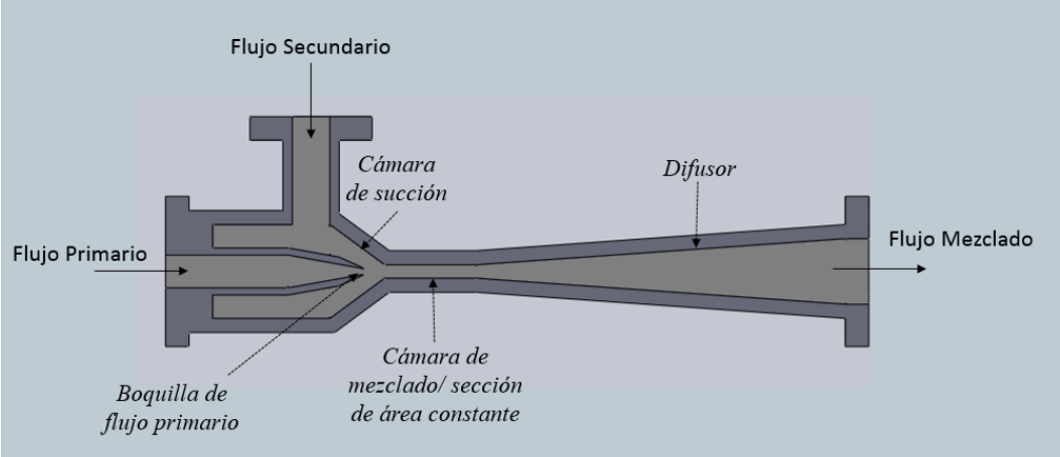

Figura 2.3: Secciones del eyector

Varga et al. [16] en sus estudios determinaron que al incrementar el área entre la boquilla de salida primaria y área de volumen constante se incrementa la relación de arrastre y decrece la contrapresión dando como resultado un valor optimo, que depende de las condiciones de operación.

En cuanto a la posición de salida de la boquilla primaria respecto a la entrada del área de volumen constante, Zhu et al. [17] demostraron que el valor óptimo era proporcional al diámetro de la garganta del área de volumen constante y que ademas el desempeño del eyector era sensible al angulo de la sección de mezclado de flujos.

Contrario a la creencia de que la longitud del área de volumen constante no tiene ningún efecto sobre la relación de arrastre, Pianthong et al. [18] reportaron que la contrapresión se incrementa al incrementar esta longitud permitiendo trabajar en el modo de doble estrangulamiento bajo condiciones de operación más amplias.

2.2.3 Modificación en ciclo original de refrigeracion con eyectores

Dejando a un lado al eyector, su geometría y desempeño; investigadores se han enfocado en mejorar la eficiencia de estos sistemas de refrigeración, modificando el ciclo básico. Estas investigaciones incluyen la reducción del trabajo mecánico requerido por la bomba, sistemas con multi-eyectores y pre enfriadores para el evaporador, entre otros.

En este tipo de ciclos la bomba es el único equipo que requiere energía mecánica para funcionar y que requiere de mayor mantenimiento, eliminar o reducir su operación se ha llevado a cabo en diferentes formas, como ejemplo Nguyen et al. [19] desarrollaron un sistema gravitatorio en el cual el condensador se ubicó en altura y el generador a nivel bajo, motivando que el movimiento del refrigerante entre las partes fuera por acción de la gravedad. En la Fig. 2.4 se muestra este tipo de sistema de refrigeración.

Para mantener el sistema funcionando de manera óptima se ha recurrido también al uso de sistemas con multi-eyectores. El utilizar varios eyectores en paralelo posicionados antes del condensador permite que cada eyector opere independientemente y dependiendo de la presión del condensador. Este tipo de sistema se distingue de otros al no tener una contrapresión contribuyendo a la operación en un mayor rango de condiciones del condensador [20].

2.2.4 Sistemas de refrigeración híbridos

Los sistemas de refrigeración con eyectores pueden consumir energía de baja demanda la cual pueden obtenerla a través del sol, el ejemplo más ampliamente usado es el acoplarse a colectores termo solares para llevar a cabo su operación, sin embargo, este tipo de energía es intermitente y afecta el desempeño final del sistema

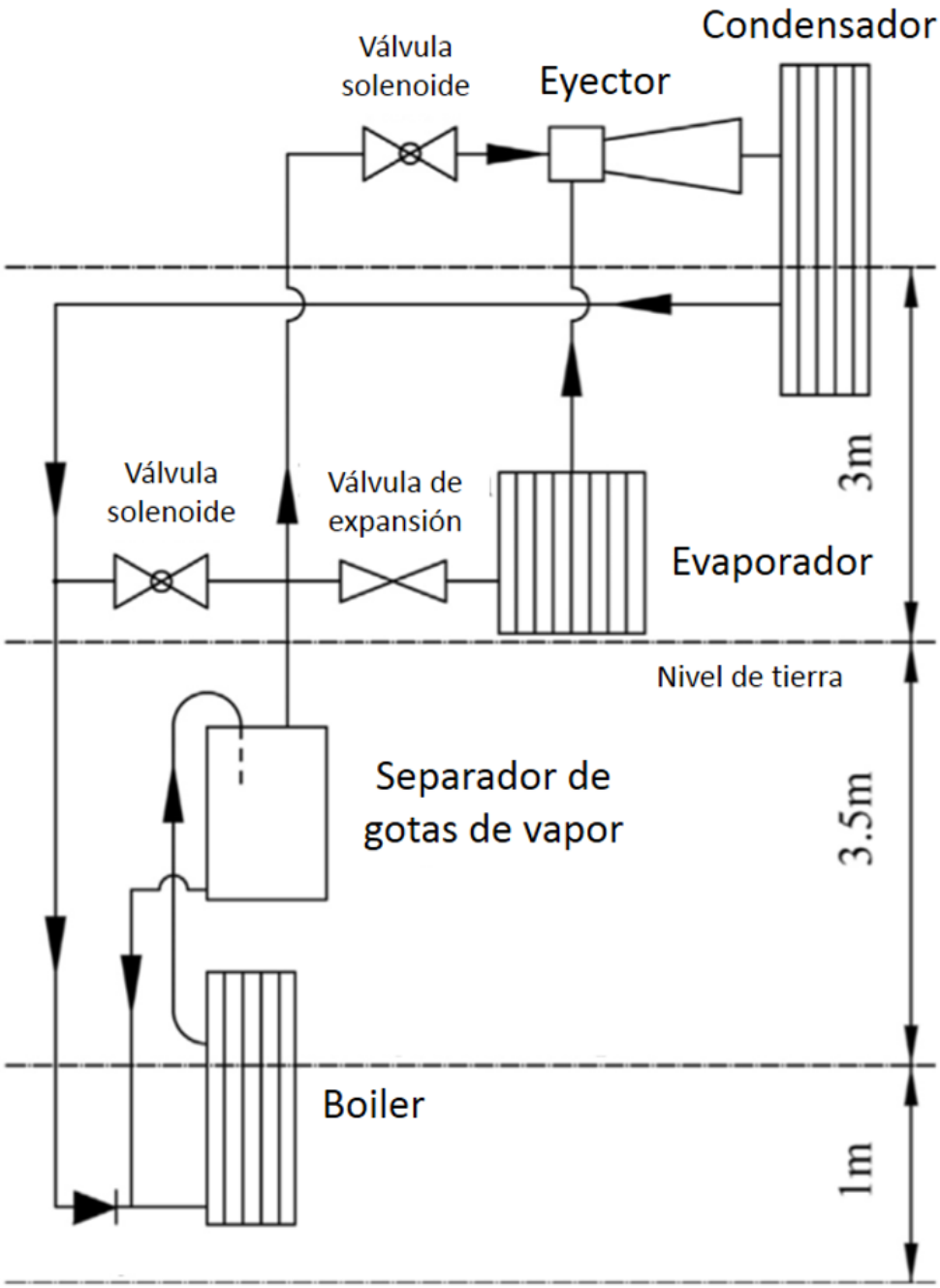

Figura 2.4: Sistema de refrigeración gravitatorio con eyector

de refrigeración termo solar. Por lo anterior, es común que este ciclo sea acoplado a otros sistemas de refrigeración, como sistemas de compresor de vapor, sistemas de absorción, sistemas con ciclo de Rankine, entre otros para mejorar sus características.

Debido a que el COP del sistema de refrigeración convencional es relativamente bajo; es posible aumentar el desempeño del mismo al situar un booster (compresor) entre el evaporador y el eyector. Esta mejora se basa en que al aumentar la presión del flujo secundario puede mejorar la relación de arrastre del eyector y el COP del sistema. Sokolov et al. [21] fueron los pioneros al introducir este tipo de modificaciones que utilizan la energía mecánica para aumentar el desempeño del eyector, a la fecha han realizado diversas mejoras a su sistema original como el introducir un intercambiador de calor y masa entre los sub-ciclos de compresor y eyector; ver Fig. 2.5; además de hacer pruebas con diferentes refrigerantes para aumentar la capacidad de refrigeración. De importancia mencionar en este respecto la investigación de Zhu et al. [17] que propusieron un sistema híbrido eyector-compresor accionado por la energía residual proveniente del condensador en el sub-ciclo del compresor, logrando incrementar el COP del sistema en sus simulaciones realizadas, ver Fig. 2.6. Así mismo, Alejandro Gutiérrez [22] en su tesis doctoral propuso un sistema de refrigeración híbrido de eyector-compresor alimentado por energía térmica, que analizó mediante simulaciones en CFD; obteniendo que para garantizar una operación en modo crítico en el rango de operaciones adecuadas solo la sección de área de volumen constante o el diámetro de la boquilla primaria deben variar de acuerdo a la contrapresión del condensador.

También se puede utilizar una fuente de calor de baja capacidad para combinar al sistema de refrigeración con eyector, esta fuente de calor comúnmente se le conoce como sub-ciclo de Rankine. Los trabajos realizados por Wang et al. [23] y Dai et al. [24] son un ejemplo de lo anterior y consisten en incluir una turbina entre el generador y el eyector. En este proceso el vapor que se encuentra a alta temperatura y presión se expande en la turbina para producir energía utilizable en otras áreas del sistema aumentando la eficiencia global del mismo. En la Fig. 2.7 se muestra como

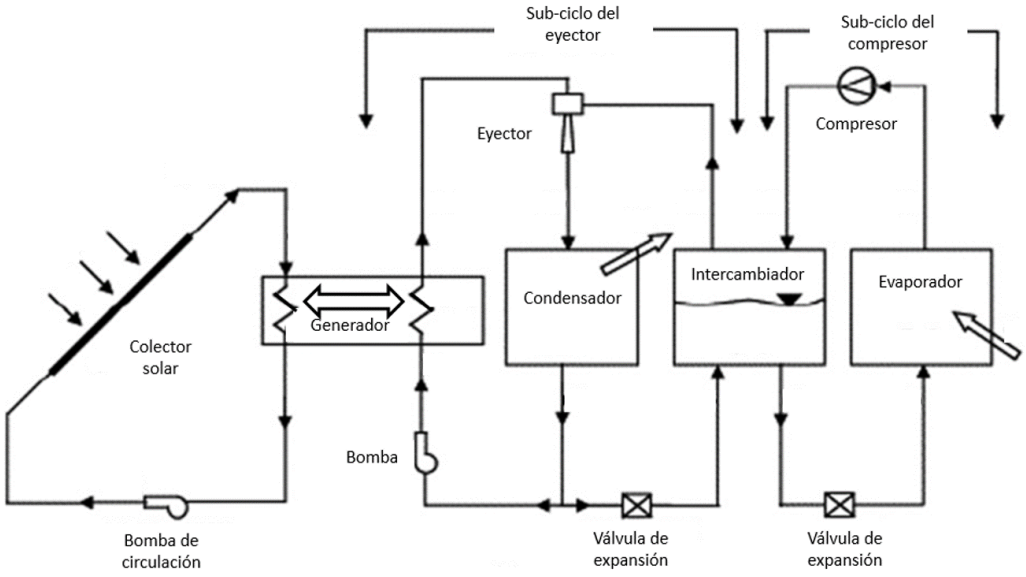

Figura 2.5: Sistema de refrigeración híbrido eyector-compresor

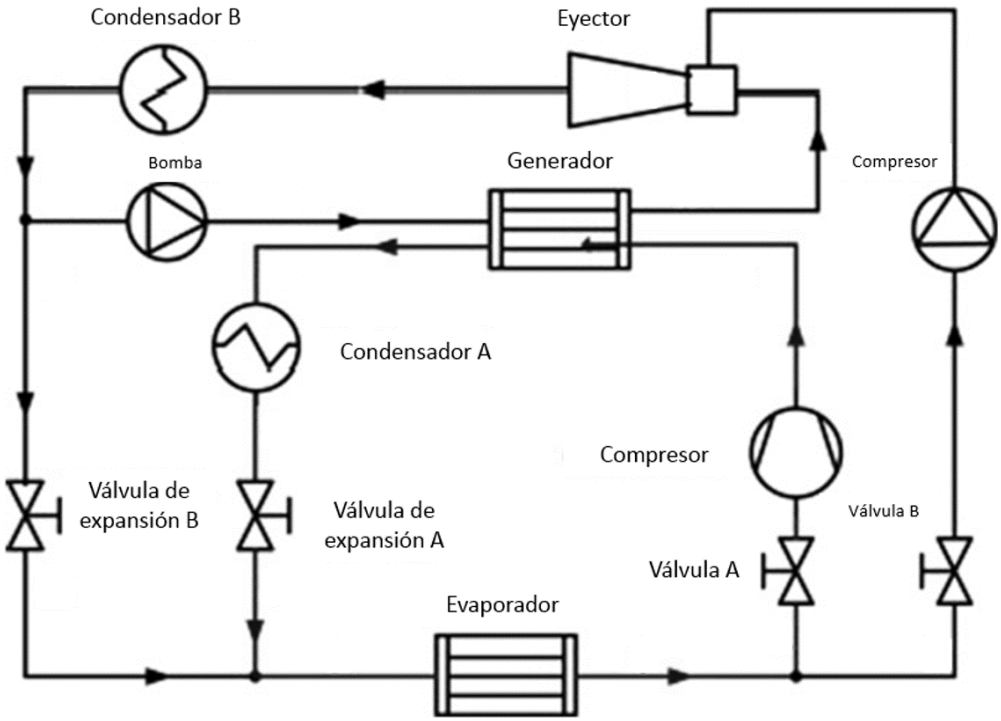

Figura 2.6: Sistema de refrigeración híbrido eyector-compresor accionado por energía residual

esta conformado esta clase de sistema.

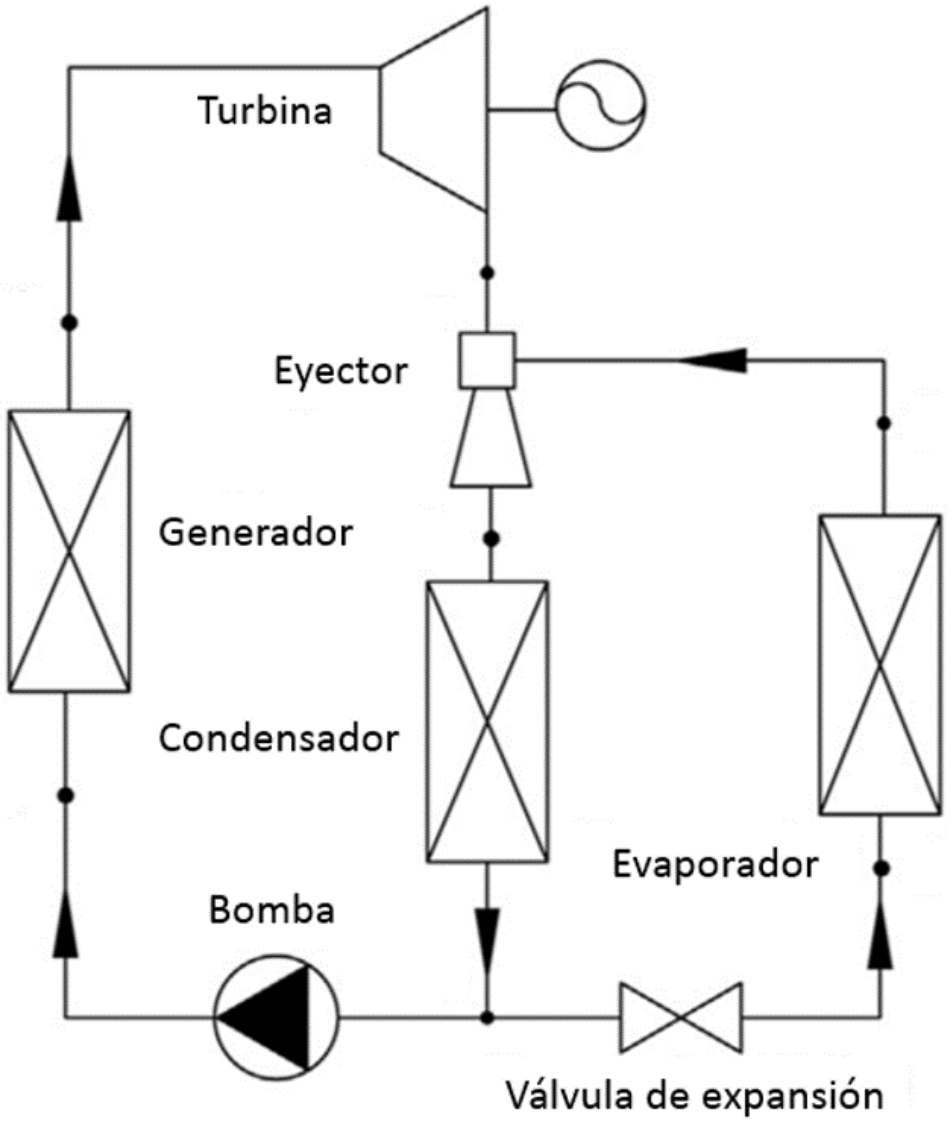

Figura 2.7: Sistema de refrigeración con eyector y sub-ciclo de Rankine

Acoplar eyectores al sistema de refrigeración por absorción también es posible y el resultado obtenido es una mayor simpleza de sistema que el de absorción por si mismo y aumenta el desempeño del ciclo completo. Sozen et al. [25] propusieron un sistema de refrigeración por absorción donde incluyeron un eyector a la entrada del absorbente para recuperar la presión proveniente del evaporador, mejorando el COP del mismo equipo sin eyector.

2.3 Simulaciones e instalaciones experimentales con eyectores

2.3.1 Simulaciones mediante CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional(CFD) es una buena herramienta para predecir las capacidades de un eyector dentro de un sistema de refrigeración, con ella se puede predecir comportamientos, como lo es la relación de arrastre μ y la contrapresión P_c, bajo geometrías y condiciones de operación establecidas (como ejemplo: temperaturas en sus flujos de entrada y salida, refrigerante seleccionado, longitud de su sección de área constante). A continuación se presentan investigaciones donde la dinámica de fluidos computacional fue utilizada para el estudio del eyector en sistemas de refrigeración.

Rusly et al. [26], realizaron un estudio en CFD para estudiar a detalle las condiciones experimentales previamente estudiadas por Huang et al. [13], quien probó experimentalmente un eyector como parte de un sistema de refrigeración, utilizando R-141b como refrigerante. El estudio reveló que las diferencias del análisis de CFD fueron menores al 10 % comparados con el un modelo termodinámico unidimensional, desarrollado por Huang et al.[13]; los cuales son del 23 %. Después de validar los resultados de CFD, se analizaron los efectos de algunos parámetros de geometría, enfocándose en la sección de área constante y la posición de salida de la boquilla, concluyendo que la relación de arrastre máxima ocurre en el eyector justo antes de la onda de choque y que la posición de la boquilla del flujo primario es un parámetro importante del diseño del eyector. En la Fig. 2.8 se muestra una comparativa de los resultados obtenidos por Rusly et al. [26] en sus experimentos de CFD, contra los que se obtuvieron por Huang et al. [13] con el modelo desarrollado de una dimensión para relaciones de arrastre en diferentes estructuras de eyectores.

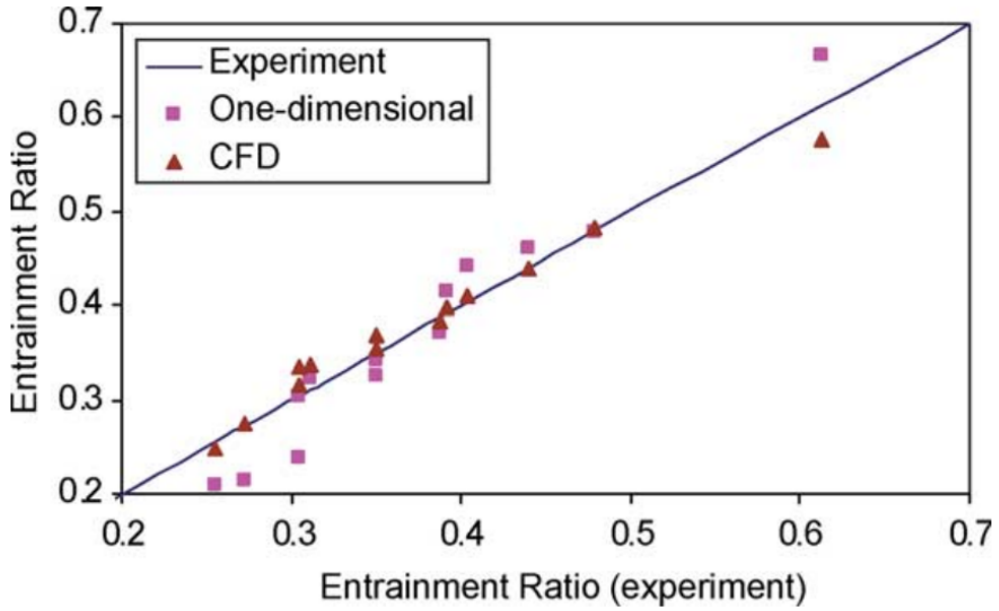

Figura 2.8: Comparación de resultados obtenidos por Rusly et al. [26] en su experimentación

Sriveerakul et al. [27], investigaron el uso de CFD para predecir el desempeño de un eyector en sistemas de refrigeración. Los resultados del modelo numérico se validaron con experimentos realizados por ellos mismos. Ademas, se encontró que la herramienta de CFD no solo predijo el desempeño de un eyector, sino que además aportó un mayor entendimiento a los procesos de flujo y mezclado dentro del eyector. En la Fig. 2.9 se observa un esquema del eyector utilizado para las experimentaciones en donde resalta el uso de un manifold de presión a lo largo de la cámara de volumen constante y difusor.

Yinhai et al. [28], observaron los efectos de dos parámetros importantes de la geometría del eyector, la posición de salida de la boquilla del flujo primario y el ángulo convergente de la sección de área constante; utilizaron un modelo computacional mediante CFD y compararon sus resultados con experimentos realizados por los mismos autores. La importancia de su investigación recae en que sus resultados pueden ser usados como guía para ajustar los parámetros geométricos antes mencionados y así obtener un mejor desempeño del eyector cuando las condiciones

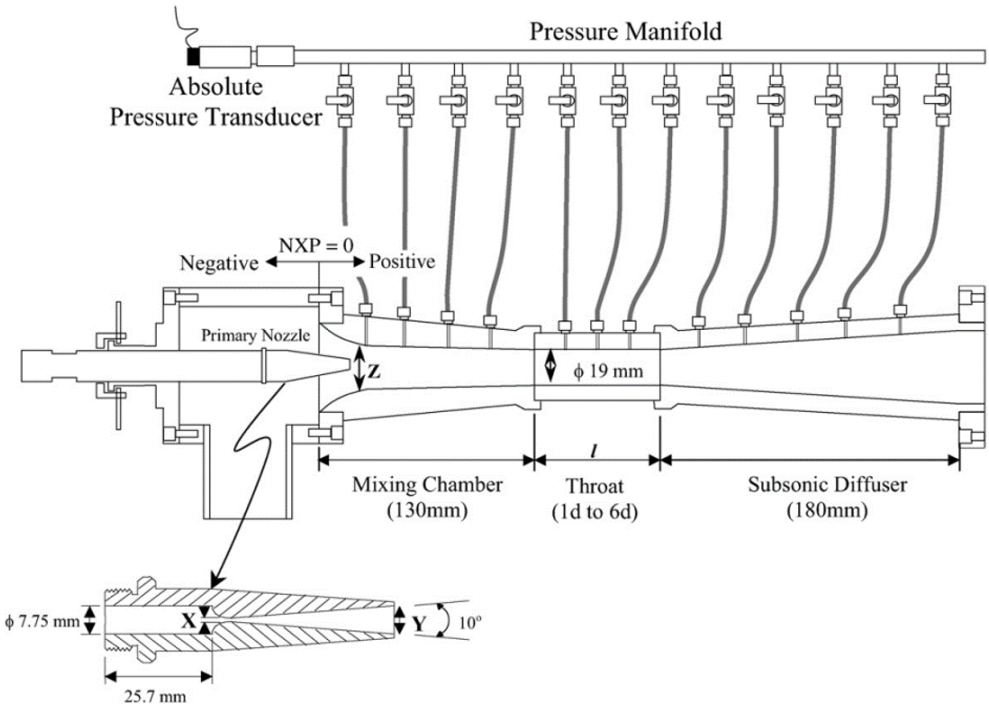

Figura 2.9: Esquema del eyector utilizado para las experimentaciones de Sriveerakul et al.[27]

de operación actuales son diferentes a las condiciones originales del diseño. En la Fig. 2.10 se muestra el un esquema del eyector que posee una superficie transparente para visualizar mediante un equipo óptico Schlieren en la cámara de mezclado.

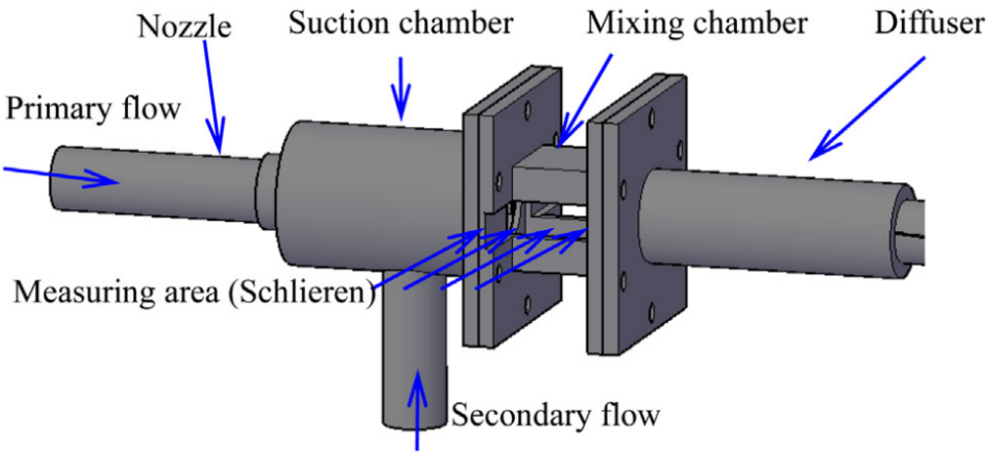

Figura 2.10: Esquema del eyector utilizado por Yinhai et al. [28] en su experimentación

Exposito Carrillo et al. [29], utilizaron un algoritmo evolutivo multipropósito acoplado a un modelo subrogado basado en simulaciones en CFD para mejorar el desempeño de un eyector enfocándose en aumentar la eficiencia de dos parámetros importantes, la relación de arrastre y la contrapresión. Demostrando que el CFD es una gran herramienta para analizar el comportamiento de un flujo dentro de un eyector, ayudando a entender cómo es que los parámetros críticos de la geometría del eyector pueden afectar su desempeño.

Alejandro Gutiérrez et al. [30], evaluaron un eyector que implementa mecanismos de geometría variable (Fig. 2.11) mediante el uso de simulaciones de CFD. Como resultado reportaron que el eyector era capaz de trabajar más eficientemente que diseños sin este tipo de implementaciones, manteniendo una eficiencia constante a condiciones de operación variables.

Mohamed et al. [31], modelaron un eyector de una fase para hidrocarburos como refrigerantes con la ayuda de simulaciones en CFD. El desempeño de este

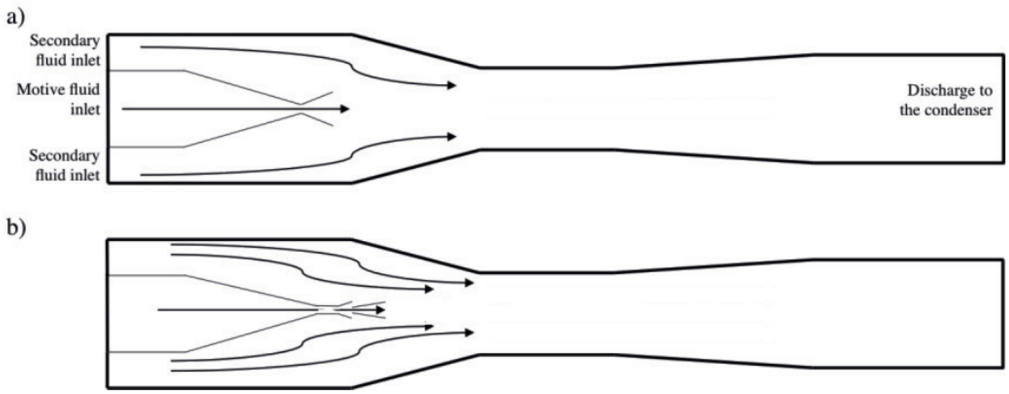

Figura 2.11: a)Esquema de un eyector regular, b)Esquema del eyector propuesto por Gutierrez et al. [30] en sus simulaciones

eyector fue analizado para diferentes condiciones de operación y geometrías. Como resultado de sus simulaciones concluyeron que una relación de área pequeña conduce a una alta relación de compresión del eyector, lo cual es deseable para aplicaciones en climas cálidos.

El establecer mejores parámetros geométricos y condiciones de operación que nos puedan dar como resultado mejores eficiencias en eyectores para refrigerantes específicos, ha sido posible mediante el uso de CFD en los últimos 15 años, optimizando así el tiempo de trabajo y el uso de recursos físicos. Con esta herramienta se han establecido modelos que pueden predecir el comportamiento de los eyectores con porcentajes de error bajos. Además, el uso de herramientas presentes en estos programas como la librería especializada REFPROP de NIST facilita el calculo de propiedades con precisión y reduce el tiempo para el desarrollo de simulaciones.

2.3.2 Estudios experimentales

El desarrollo de instalaciones de prueba con eyectores es la mejor herramienta para acercarnos a las unidades de refrigeración comerciales con eyectores, aunque su desarrollo tiene un precio elevado mayor al de realizar simulaciones en CFD e impide

el llevar a cabo una cantidad elevada de variaciones de geometría o parámetros dentro de este sistema experimental, son fundamentales para la comprensión del funcionamiento del eyector. A continuación, se presentan algunos casos en los que estas instalaciones fueron desarrolladas y sus resultados.

Yosr Allouche et al. [32], investigaron el desempeño de un sistema avanzado de aire acondicionado impulsado por energía solar, compuesto entre otros por un subciclo con un eyector de una fase. Entre sus resultados resalta el que su sistema pueda operar por 3 horas continuas.

García del Valle et al. [33], presentaron los resultados de una investigación experimental de un sistema de refrigeración con eyector que trabaja con R-134a como refrigerante. Analizado en sus experimentos la influencia de la posición de la boquilla del flujo primario y del sobrecalentamiento de vapor de los estados de estancamientos de los flujos primario y secundario en la relación de masa.

Jia Yan et al. [34], establecieron un sistema de refrigeración con eyector con R-134a como refrigerante de trabajo, y posteriormente investigaron la influencia de tres parámetros geométricos mediante métodos experimentales. Sus resultados mostraron una influencia mayor en el desempeño del sistema para la posición de salida de la boquilla del flujo primario.

Szabolcs Varga et al. [16], reportaron los resultados experimentales de un sistema de refrigeración con eyector de geometría variable impulsado por energía solar. Las capacidades obtenidas fueron una capacidad de enfriamiento de 1 a 2kW dependiendo de las condiciones de operación y un COP en el ciclo del eyector de 0.15 a 0.40, además reportaron una gran estabilidad del sistema para días despejados y parcialmente nublados.

Jiwei Yan et al. [35], llevaron a cabo una investigación experimental para conocer el desempeño de un sistema de refrigeración con eyector trabajando con R-134a como refrigerante de trabajo. Sus resultados experimentales indicaron que la contrapresión juega un papel importante en la relación de arrastre de un eyector ya que

este parámetro determina el modo de operación de un eyector bajo ciertas presiones de los flujos primario y secundario.

Tongchana Thongtip et al. [36], presentaron sus resultados experimentales donde establecieron el impacto de la geometría de la boquilla del flujo primario en el desempeño de un eyector que trabaja con R-141b como fluido de trabajo en un ciclo de refrigeración con eyector. Entre otras conclusiones resalta la recomendación de un número de Mach tan alto como sea posible a la salida de la boquilla del flujo primario.

Dai Zhengshu et al. [37], presentaron los resultados del desempeño de su investigación experimental utilizando un eyector de geometría fija con R-134a como refrigerante en un sistema de refrigeración. Sus resultados pueden ayudar a validar aquellos modelos no experimentales como los realizados por simulaciones de CFD.

Los resultados experimentales nos dan información física que nos ayuda a validar modelos numéricos y así poder ahorrar tiempo y dinero para la optimización de estos nuevos sistemas de refrigeración que utilizan el eyector como corazón del sistema.

Capítulo 3

Metodología

3.1 Modelado computacional

Se decidió estudiar mediante el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional un eyector que opera bajo condiciones de un refrigerador solar con el fin de generar un modelo de estudio que nos ahorre tiempo y dinero, ademas de generar conocimiento sobre el comportamiento de los flujos involucrados dentro del eyector. Para la elaboración de dicho modelo se consideró una geometría axisimétrica y en estado permanente utilizando el software comercial ANSYS Fluent 2020 R1 para realizar un estudio sobre los parámetros de operación en un eyector de una sola fase, en el cual se consideró el refrigerante R134a como fluido de trabajo. Este modelo se validó utilizando los resultados de la experimentación de J. Yan et al. [35]. Mayores especificaciones para la construcción del modelo de CFD del eyector se desglosan en este capítulo.

3.1.1 Geometría del eyector

La geometría del eyector se tomó del análisis experimental realizado por J. Yan et al. [35], para un sistema de refrigeración de 0.5 kW de capacidad, donde se utilizó

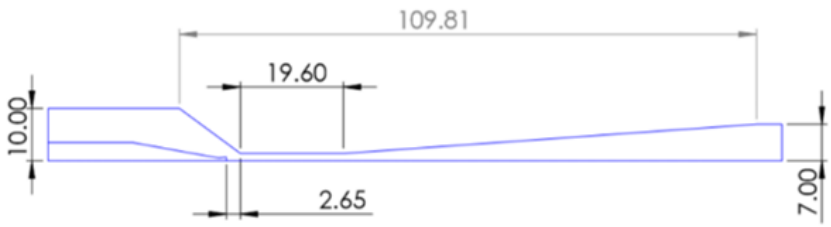

Figura 3.1: Geometría axisimétrica del eyector (mm)

el R-134a como refrigerante, un esquema de la geometría base del eyector se muestra en la Fig. 3.1. Además, en la Tabla 3.1 se presentan las dimensiones de diámetros internos de importancia.

Parametro	[mm]
Diámetro cámara de volumen constante	2.88
Diámetro entrada boquilla primario	7.00
Diámetro salida boquilla primario	1.41
Diámetro garganta boquilla primario	1.08

Tabla 3.1: Parámetros de geometría base del eyector

Para la creación del modelo en CFD se estableció una geometría axisimétrica en 2D. Según estudios de Pianthong et al. [18], este tipo de geometría presenta resultados similares a los de una geometría en 3D, además las consideraciones que se toman en cuenta para su solución permiten una disminución en los tiempos de simulación, Mohamed et al.[31]. La geometría está compuesta por 11 cuerpos, 10 caras, 59 bordes y 57 vértices. La Fig. 3.2 muestra la geometría utilizada en el modelo de CFD.

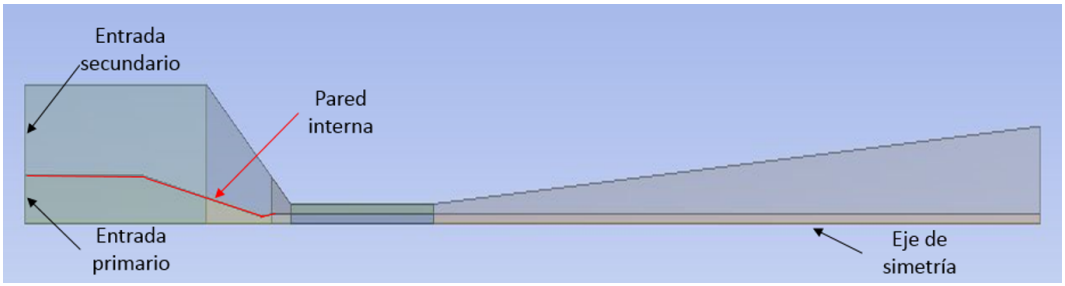

Figura 3.2: Geometría axisimetrica del eyector en ANSYS Fluent

3.1.2 Ecuaciones de gobierno

El flujo dentro del eyector es comúnmente estacionario, compresible y turbulento, además se puede describir por las siguientes ecuaciones de gobierno [38]. Las ecuaciones de gobierno pueden ser escritas como se muestra a continuación, donde (3.1) es la ecuación de continuidad, (3.2) es la ecuación de conservación de momentum, y (3.3) es la ecuación de la conservación energía:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\sigma_{ij}) - \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{3.2}$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{h}_s}{\partial x_i} - \bar{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) = -\frac{\partial}{\partial x_j}[\rho(u_i \bar{h}_s - u_i \bar{h}_s)] \tag{3.3}$$

donde σ_{ij} es el tensor de esfuerzo debido a la viscosidad molecular y τ_{ij} es la componente del esfuerzo cortante [38].

3.1.3 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera del eyector se pueden asociar con los diferentes componentes del sistema en el que se sitúa, en este caso se contempló un sistema de refrigeración termosolar con eyector-compresor. Así podemos decir que las condicio-

nes para la entrada del flujo primario, $\dot{m}_g$, son aquellas del generador, y las del flujo secundario, $\dot{m}_e$, se asocian al evaporador, como se puede observar en la Fig. 1.4. La salida del eyector corresponde a la mezcla de ambos flujos anteriores y se asocian al condensador. En la Fig. 3.3, se muestran las condiciones de frontera para el flujo primario, flujo secundario y de salida.

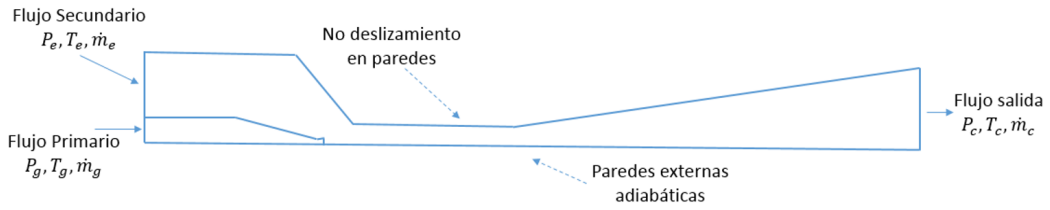

Figura 3.3: Esquema del eyector axisimétrico con condiciones de frontera

Se consideraron temperaturas y presiones de saturación del R-134a, acorde a los resultados reportados por J. Yan et al. [35]. Las paredes se consideran adiabáticas, lisas y bajo la condición de no deslizamiento.

3.1.4 Configuración numérica

Se estableció una geometría simplificada en 2D axisimétrica. Diferentes autores han realizado investigaciones donde comparan casos entre el modelo axisimétrico y en tres dimensiones (3D), concluyendo que los resultados son casi iguales menores al 20 %, por tal motivo, en el presente estudio se decidió realizar las simulaciones en 2D y evitar los tiempos largos de simulación de los modelos 3D [18, 29, 31]. Se eligió el método de solución en estado permanente para la configuración del sistema, dado que, salvo en los arranques de los sistemas de refrigeración en los que los eyectores tienen un comportamiento transitorio, la gran mayoría del tiempo un eyector opera con flujo en estado permanente. Además, se eligió el esquema SIMPLE para el acoplamiento presión-velocidad y un esquema upwind de segundo orden para discretizar los términos convectivos en todas las ecuaciones para una solución más exacta para captar los efectos de las ondas de choque. Después del proceso de discretización, se

obtuvo un sistema de ecuaciones algebraicas que son resueltas bajo una aproximación basada en la presión, esta aproximación es indicada como la óptima para el trabajo con flujos compresibles [38].

3.1.5 Propiedades del refrigerante

Se utilizó la librería especializada REFPROP v.10 de NIST, acoplada con ANSYS Fluent, librería que utiliza ecuaciones de estado de gases reales para calcular las propiedades de refrigerantes con el objetivo de evaluar la densidad, la conductividad térmica, viscosidad y el calor específico del fluido en función de la presión y temperatura. Otros investigadores han reportado su uso con resultados más consistentes y exactos [17, 28, 39]. Este modelo es valido solo si el fluido es vapor sobrecalentado, un fluido super crítico, o un líquido; además se estima que la solución tome mayor tiempo para converger que el modelo de gas ideal debido a la complejidad de las ecuaciones, [31]. Se presentan las propiedades más características del refrigerante seleccionado R134a en las Figuras 3.4 a la 3.7. en donde podemos observar su comportamiento dentro de las condiciones que se analizarán en las simulaciones propuestas en esta tesis.

3.1.6 Modelo de turbulencia

La turbulencia no puede ser representada a la perfección en las simulaciones de CFD, ya que no existe un modelo de turbulencia exacto que abarque todos los problemas que pueden ser planteados en la naturaleza; porque se tiene que determinar al modelo más apropiado para cada problema, [31]. Diversos investigadores han analizado sus modelos de sistemas de refrigeración que incluyen refrigerantes y estructuras del eyector específicas bajo los diferentes modelos de turbulencia disponibles en Fluent, para determinar en base a sus resultados experimentales aquel

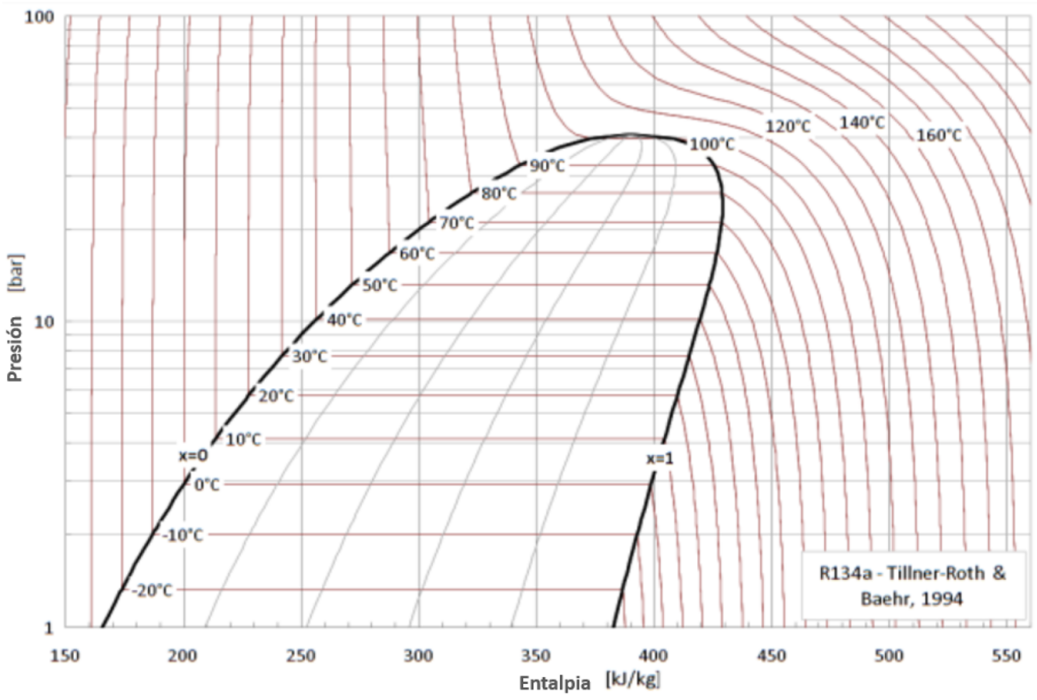

Figura 3.4: Diagrama de Ph del refrigerante R134a

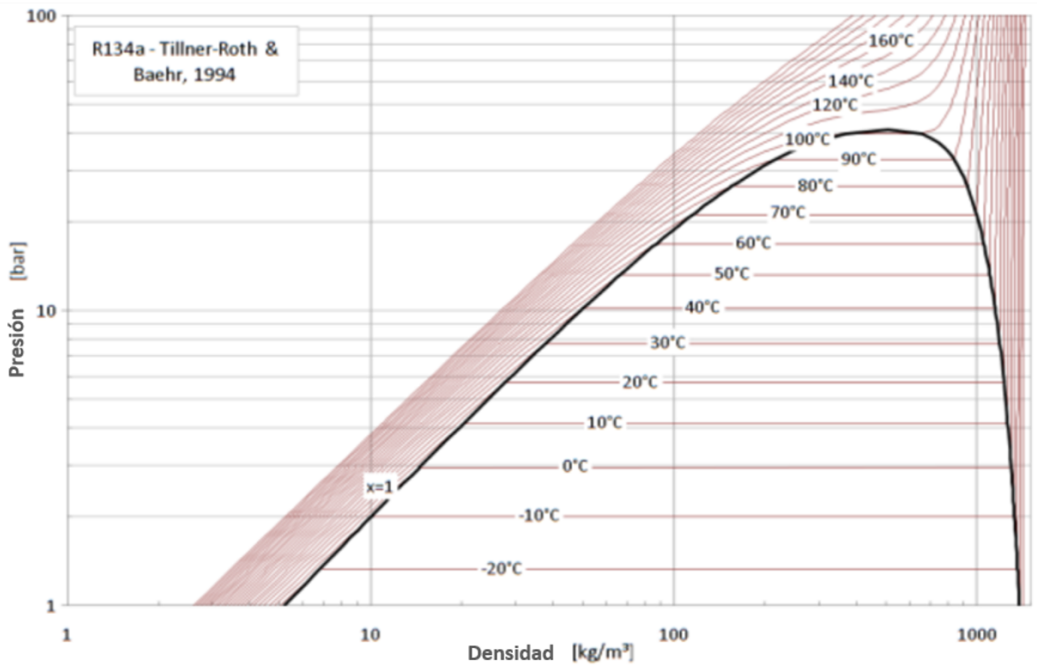

Figura 3.5: Diagrama de densidad del refrigerante R134a

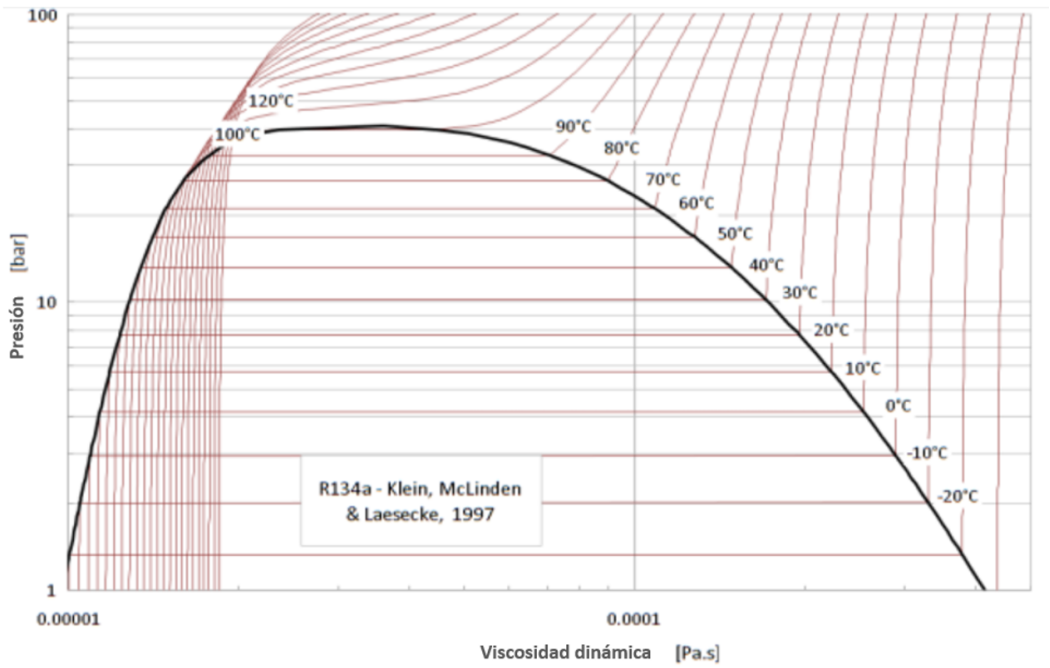

Figura 3.6: Diagrama de viscosidad dinámica del refrigerante R134a

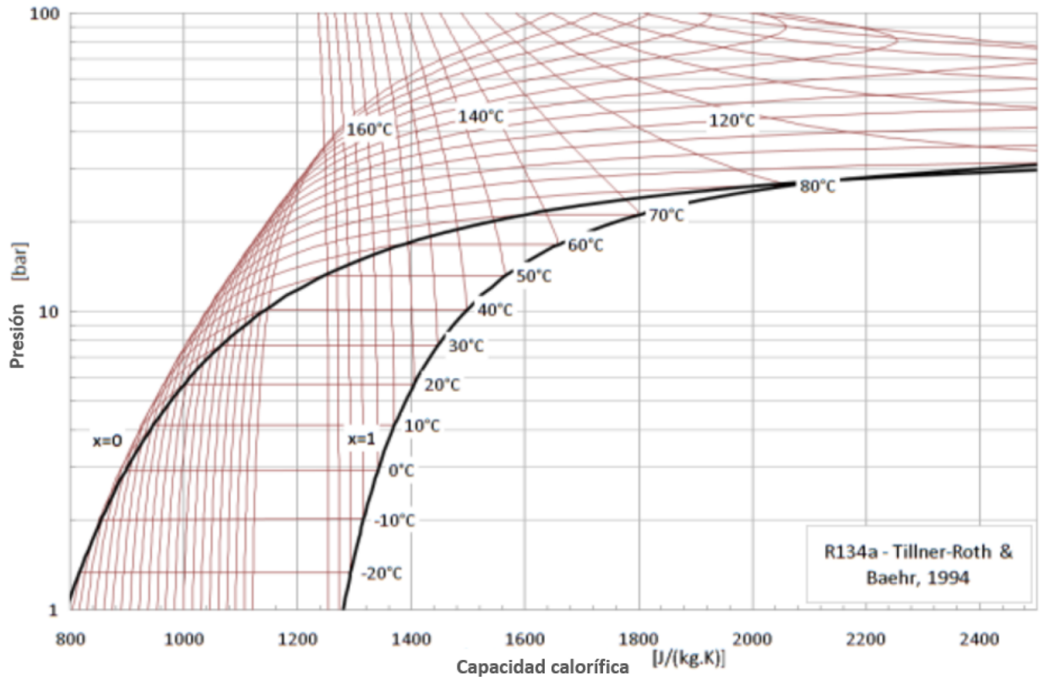

Figura 3.7: Diagrama de capacidad calorífica del refrigerante R134a

modelo de turbulencia que los represente de una mejor forma y con una menor desviación [28, 39].

El modelo de turbulencia usado para la construcción de este modelo en CFD para el eyector fue el $k-\varepsilon$ realizable, referenciado como robusto, económico y de precisión razonable en la predicción de la estructura de la onda de choque en eyectores, consistente con la física de los flujos turbulentos. La suposición bajo la cual trabaja este modelo es que el flujo es completamente turbulento [39].

Las ecuaciones de trasporte para k y ε en el modelo $k-\varepsilon$ realizable se muestran a continuación [38]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+\rho\varepsilon-Y_M+S_k \tag{3.4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S_\varepsilon+\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{v\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b+S_\varepsilon \tag{3.5}$$

donde:

$$C_1=max[0.43,\frac{\eta}{\eta+5}],\eta=S\frac{k}{\varepsilon},S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{3.6}$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad promedio, G_b es la generación de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible sobre la tasa de disipación general, C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes, σ_k y σ_ε son los números turbulentos de Prandtl para k y ε, S_k y S_ε son términos fuente definidos por el usuario.

Las intensidades de turbulencia en las fronteras se establecieron con:

$$I=0.16Re^{\frac{1}{8}} \tag{3.7}$$

donde el número de Reynolds se calcula considerando el diámetro hidráulico como longitud característica.

3.1.7 Discretización del dominio

La construcción de un buen mallado es primordial para el análisis de CFD, ya que de lo contrario puede existir una pérdida en la precisión en las soluciones. Esta pérdida de precisión está relacionada con la no uniformidad en la distribución del mallado. Un mallado uniforme es aquel en el cual la distancia entre puntos del mallado adyacentes es constante, mientras que en la no uniformidad estas distancias cambian a lo largo del dominio. Aunque este error puede ser disminuido si el mallado se construye de tal forma que la variación en el tamaño entre celdas contiguas sea suave y continuo [40].

Existen algunas recomendaciones creadas por Hirsch et al. [41] para mejorar la calidad de las soluciones en cuanto al mallado. Los cuatro puntos importantes a mencionar son: evitar cualquier discontinuidad en el mallado, ya que al presentarse un salto súbito se puede llegar a cero en la precisión local; asegurar una variación uniforme en el tamaño de malla hacia todas direcciones; minimizar la distorsión de malla manteniendo una ortogonalidad elevada; y evitar celdas con uno o varios bordes demasiado cortos a excepción de las que se encuentren en las fronteras [40].

Otro aspecto relacionado a la calidad del mallado es la alineación del flujo de la malla y la elección del tipo de malla. Como regla general, las mallas con elementos quadrilateral/hexahedral obtendrán una mayor precisión que aquellas con elementos triangulares/tetraedricos. La razón de esto es debida a la falsa difusión, la cual es un error numérico que aparece en problemas multidimensionales cuando esquemas convectivos son discretizados mediante üpwind ". El problema puede ser reducido efectivamente al incrementar el refinamiento de malla, utilizando un mayor numero de celdas para la discretización o al alinear los elementos de malla con la dirección

del flujo [40].

Los principios anteriores fueron aplicados para la construcción de la malla del eyector. Para ello se utilizó el software ANSYS Meshing 2020 R1. El tipo de malla usada es quadrilateral y estructurada, para definir el número de elementos se realizó un análisis de sensibilidad de malla el cual se discute en la siguiente sub-sección. En la Tabla 3.2 se muestra el detalle del mallado utilizado para llevar a cabo las simulaciones. Dentro de estos datos se resalta el número de elementos de cerca de 200,000. El número de elementos guarda una relación similar con los reportados por otros autores que desarrollaron estudios similares en eyectores para sistemas de refrigeración, como Sriveerakul et al. [27] y Zhu et al. [17] con alrededor de 50,000, y Mohamed et al. [31] con cerca de los 75,000 elementos. En la Fig. 3.8, podemos ver un esquema del mallado del eyector con una ampliación en la salida de la boquilla del flujo primario y la entrada al área de volumen constante. En la figura se observa que existe un refinamiento de la malla cerca de las paredes con el objetivo de calcular correctamente los gradientes de velocidad que existen cerca de la pared y en la región donde interactúan las corrientes del flujo primario y secundario.

Promedio área superficial $[m^2]$	$6.9695x10^{-5}$
Suavidad	media
Número de nodos	196378
Número de elementos	194130
Tamaño de elemento en cara $[m]$	$5.5x10^{-5}$

Tabla 3.2: Detalle del mallado utilizado

3.1.7.1 Análisis de dependencia de malla

Para determinar la cantidad de unidades de malla idónea para la geometría y sistema creado se llevó a cabo un análisis de sensibilidad de malla. En dicho análisis se probaron tres mallados diferentes bajo las mismas condiciones y configuración

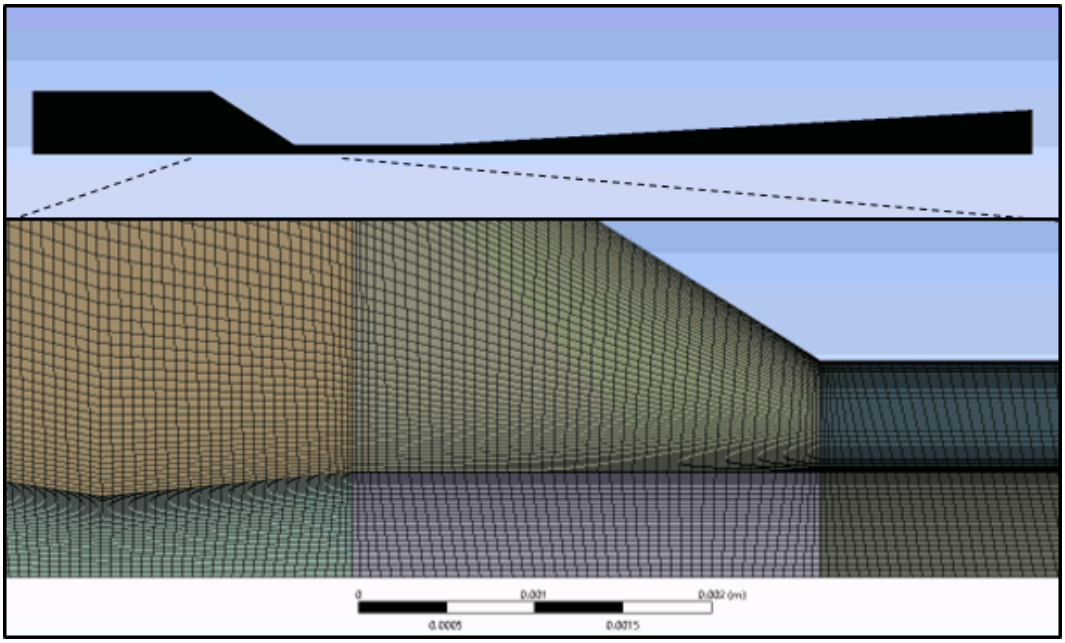

Figura 3.8: Mallado del eyector

del sistema, y se seleccionó la malla con menos elementos que diera un resultado similar a los resultados experimentales de J. Yan et al. [35] específicamente a el flujo másico secundario de entrada. En la Tabla 3.3 se muestran las condiciones más representativas específicas para este análisis de sensibilidad de malla, y en la Tabla 3.4 los resultados obtenidos para cada una de las pruebas. Cabe mencionar que las demás condiciones como tipo de refrigerante usado, valor en los residuales, configuración del sistema son las mismas que se describen en el Capítulo 3 de la Metodología.

P_g [MPa]	P_e [MPa]	P_c [MPa]	# Iteraciones
2.148	0.31	0.588	2,000

Tabla 3.3: Condiciones del análisis de sensibilidad de malla

El número de elementos adecuado de acuerdo con el análisis antes descrito es de 194,130; misma cantidad que se uso para todas las soluciones descritas en esta Tesis.

Elementos	$\dot{m}_e$ [g/s]
71,500	3.6
194,130	-0.16
400,000	0.6
J. Yan et al. [35]	0.3

Tabla 3.4: Resultados del análisis de sensibilidad de malla

3.1.8 Validación del modelo

Este trabajo incluyó el estudio de dos casos en los cuales se tomaron dos presiones diferentes de entrada del flujo primario, P_g, (una baja y una alta) a presión constante de flujo secundario, P_e,variando las contrapresiones, P_c, en un rango amplio de trabajo, obteniendo como resultado valores de flujos másicos para el flujo secundario, $\dot{m}_e$, y de la relación de arrastre, μ. Estos casos están basados en la experimentación de J. Yan et al. [35], y en total se realizaron 11 simulaciones modeladas en el software ANSYS Fluent 2020 R1.

Cabe resaltar que el parámetro de relación de arrastre, es de suma importancia en el estudio del eyector puesto que se relaciona con la eficiencia energética de un ciclo de refrigeración, dado que la relación de presiones limita la temperatura a la cual el calor puede ser expulsado 5. La ec. (3.8) define la relación de arrastre μ.

$$\mu = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \tag{3.8}$$

Los resultados obtenidos fueron comparados contra los resultados experimentales de J. Yan et al. [35]. En la Tabla 3.5 se muestra el resumen de los parámetros utilizados para los 11 casos analizados en CFD, se utilizaron dos presiones de entrada de flujo primario P_g, 2.148 y 2.34 MPa; la presión de entrada del flujo secundario P_e se mantuvo sin cambio para ambos ejercicios en 0.31 MPa, variando la presión de salida del eyector P_c, de 0.44 a 0.588 MPa, para ambos casos. Los valores de tempe-

ratura consideradas corresponden a las temperaturas de saturación para el R134a a las presiones establecidas.

$P_g[MPa]$ (T_{sat} , °C)	$P_e[MPa]$ (T_{sat} , °C)	$P_c[MPa]$ (T_{sat} , °C)
2.148 (71.18)	0.31 (1.83)	0.44 (12)
		0.46 (13.5)
		0.50 (15.9)
		0.52 (17.3)
		0.56 (19.5)
2.34 (75.06)	0.31 (1.83)	0.44 (12)
		0.46 (13.5)
		0.50 (15.9)
		0.52 (17.3)
		0.56 (19.5)
		0.588 (21.8)

Tabla 3.5: Resumen de condiciones de prueba en las soluciones en ANSYS Fluent

Los criterios de convergencia para todas las soluciones consideraron residuales para todas las ecuaciones del orden de $1x10^{-4}$ a excepción de la ecuación de la energía, en donde este valor se situó en $1x10^{-6}$, además que el balance de masa tenga un error menor al 1 %. Estos criterios normalmente se alcanzaron después de 3000 iteraciones.

3.2 Propuesta de diseño de instalación experimental

3.2.1 Antecedentes de instalaciones experimentales

Varios autores han realizado diversos estudios experimentales los cuales se tomaron como referencia para el desarrollo tanto del modelo de eyector utilizado en las soluciones de CFD de esta tesis, como para la propuesta de construcción del mismo y de su instalación experimental a futuro. En la Tabla 3.6 se presenta un resumen de algunos estudios experimentales tomados en cuenta para el desarrollo de dicha propuesta de experimentación, diseño, y desarrollo del eyector para pruebas.

En sus experimentaciones de 1999 Huang et al. [13] acopló el eyector a un sistema de refrigeración simple que incluía un generador, su experimentación sirvió para comprobar su modelo matemático de 1 dimensión. Este estudio ha servido a la fecha como referencia para la descripción del eyector en sistemas de refrigeración y sus definiciones del funcionamiento del eyector sirven actualmente para describir su operación.

Sriveerakul et al. [27] desarrolló una experimentación para observar dentro del eyector la variación de la presión causada por las ondas de choque. Construyó un ciclo de refrigeración simple utilizando un generador calentado por baños térmicos.

Zhu et al. [28] en su experimentación diseñó un eyector en el cual se pudiera observar las ondas de choque con un equipo Schlieren en el área de volumen constante, y probó el mismo haciendo pasar nitrógeno proveniente de tanques de alta presión a condiciones constantes, con salida al ambiente.

Por su parte J.Yan [35] de quien se tomó la geometría base para la construcción de nuestro modelo numérico y de la propuesta experimental del eyector, realizó su

Autor	Huang [13]	Sriveerakul [27]	Zhu [28]	J. Yan [35]	Zhengshu [37]
Refrigerante	R141b	Vapor de agua	N_2	R134a	R134a
Condiciones	Pg 0.604MPa,Tg 95°C,Tc 31.3°C,Pe 0.040MPa,Te 8°C	Tg 130°C,Te 10°C	Pg 0.6MPa,Pe 0.06MPa,Pc ambiente,Tg Te 9°C	Pg 2.14-2.495MPa,Pe 0.31MPa,Pc 0.44-0.64MPa	Pg 2.63MPa,Pe 0.488MPa,Pc 0.887MPa
Eyector	3 partes	4 partes	4 partes	H62 Brass (Zinc / Cobre)	6 partes
Cap. de Refrigeración	N.A.	N.A.	N.A.	0.495 kW	0.99 kW
Número de experimentos	39 (11 eyectores)	16 (10 eyectores)	14	22	8

Tabla 3.6: Estudios reciente de experimentaciones con eyectores

experimentación con un circuito de refrigeración simple similar al de Huang et al. [13], y la elaboración de su eyector se llevó a cabo con una aleación de zinc y cobre. En la Fig. 3.9 se presenta el esquema del circuito de refrigeración montado por J. Yan et al. [35] para su experimentación.

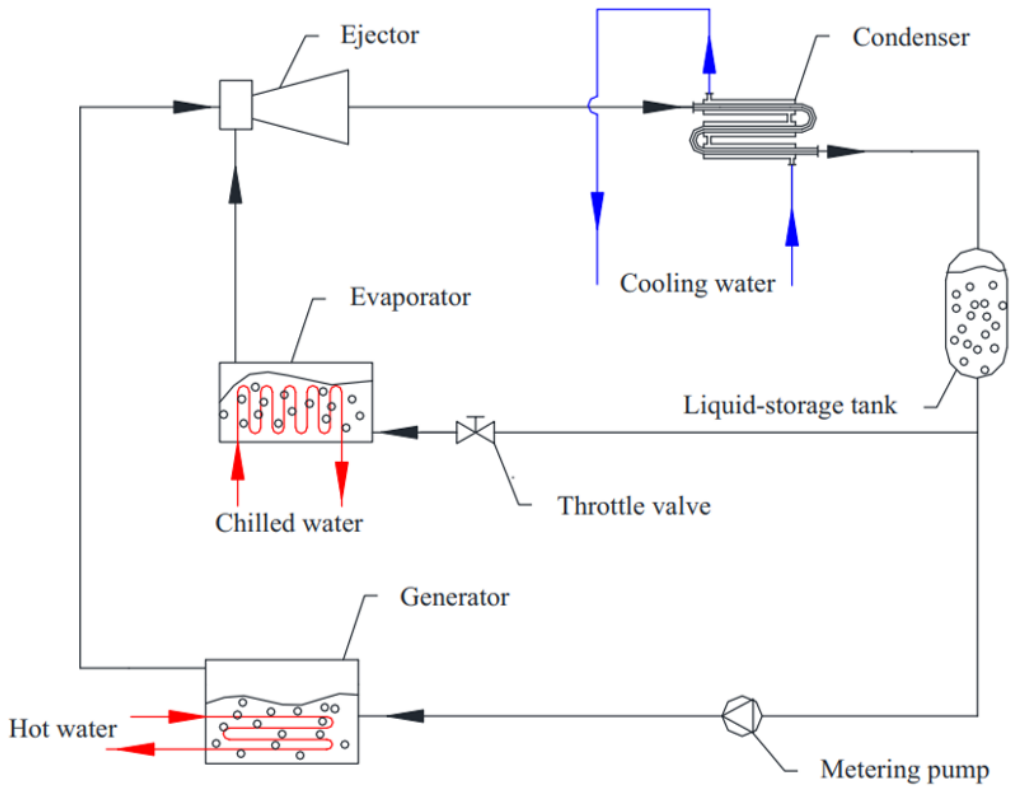

Figura 3.9: Esquema del circuito de refrigeración usado por J. Yan et al. [35] en su experimentación

En general se puede mencionar que las experimentaciones antes mencionadas contribuyeron para corroborar la importancia de las simulaciones de CFD en el desarrollo de la tecnología de refrigeración con eyectores debido a que la comparativa de datos demuestra su eficacia.

3.2.2 Eyector

La geometría base del eyector como ya se ha mencionado con anterioridad fue tomada del modelo experimental mostrado por J. Yan et. al. [35] en su publicación del 2017. Este se tomó como base para la propuesta del diseño del eyector desarrollado. El diseño consiste en dos piezas que pueden ser unidas mediante una rosca específica, esto permite en un futuro probar más piezas de medidas geométricas nuevas que puedan reemplazar a las existentes debido a la posibilidad de ser intercambiadas. En las Figs. 3.10 y 3.11 se muestra el diseño de las dos piezas que componen al eyector, y en la Fig. 3.12 el ensamble completo.

Se propone que el eyector se elabore a base de Aluminio 7075, el cual es una aleación de aluminio y zinc principalmente. En la Tabla 3.7 se presenta la composición del Aluminio 7075. Este material tiene como característica que es fuerte con buena resistencia a la fatiga y fácil de maquinar. En las Tablas 3.8 se presentan las propiedades tecnológicas y en la Tabla 3.9 las propiedades del material. Para la elaboración del eyector, se pretende partir de una pieza cilíndrica de 5 pulgadas de grosor, la cual es común encontrarla comercialmente. Se le aplicó procesos principalmente de maquinado para exteriores e interiores, además de roscado de dimensiones particulares, y de unión NPT, y para interiores de EDM Penetración, Wire EDM, y erosión penetración.

Elemento	Mínimo %	Máximo %
Zinc	5.1	6.1
Magnesio	2.1	2.9
Cobre	1.2	2.0
Cromo	0.18	0.28
Hierro	-	0.5
Silicio	-	0.4

Tabla 3.7: Composición del Aluminio 7075

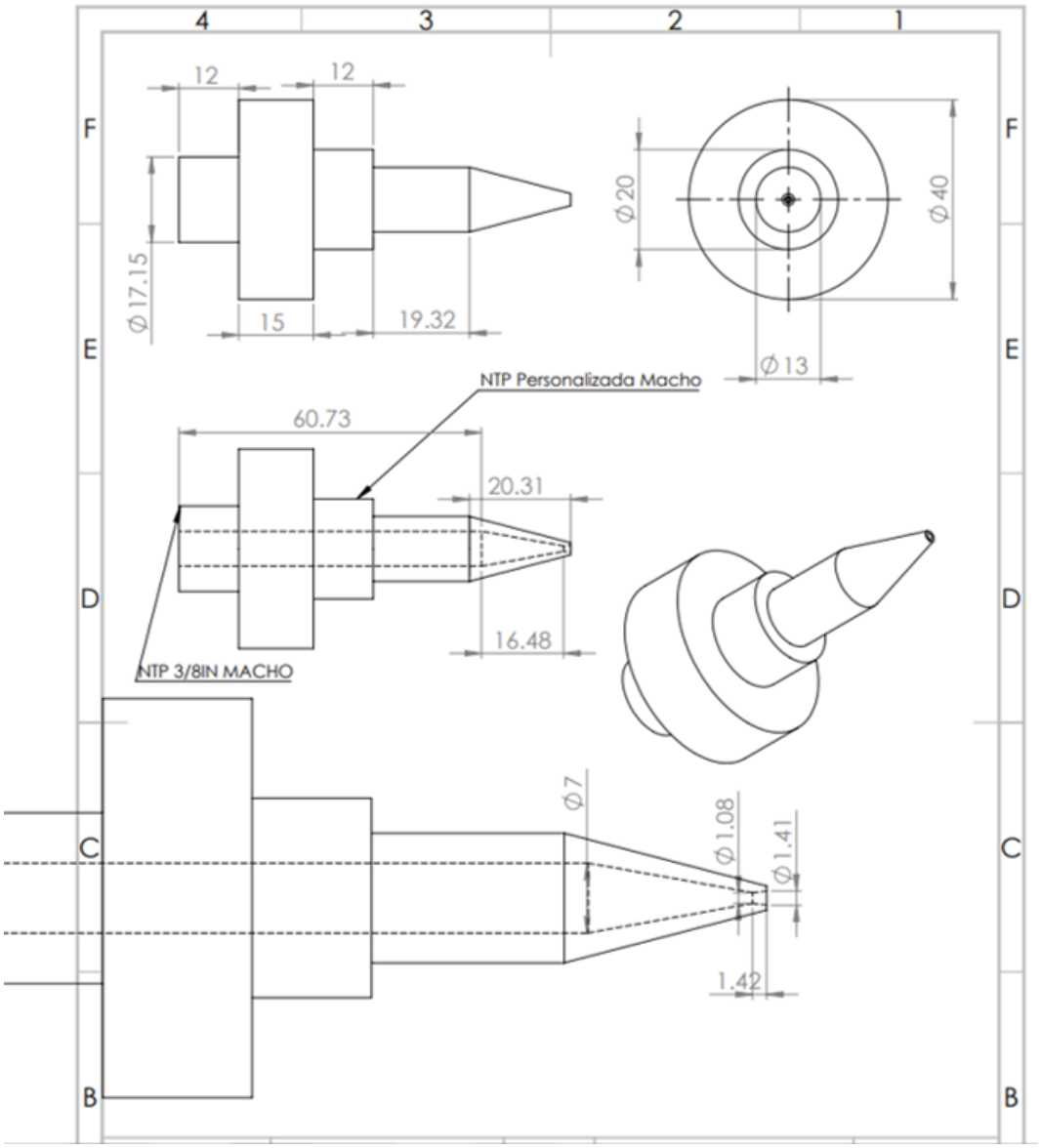

Figura 3.10: Pieza 1: Boquilla del eyector

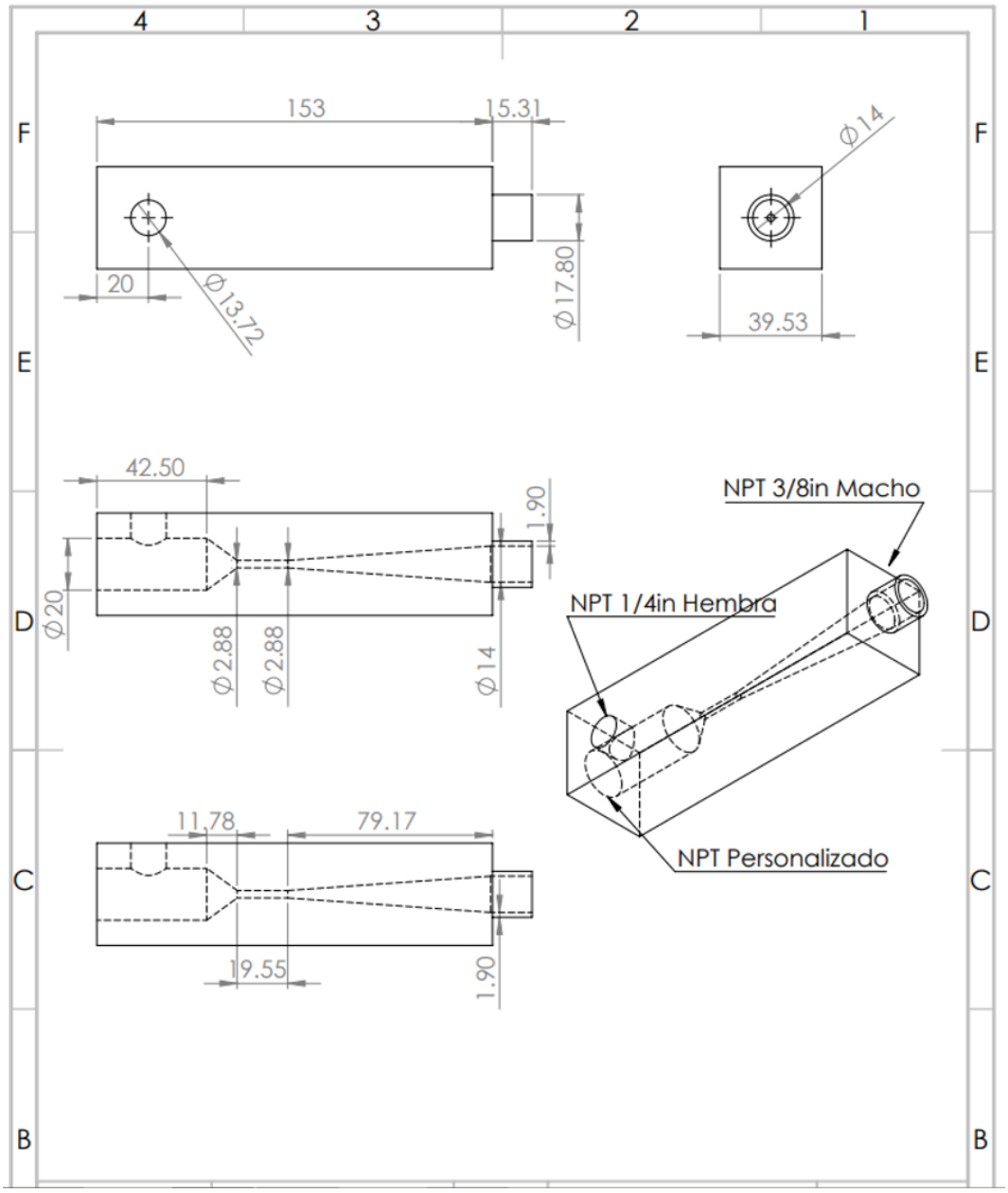

Figura 3.11: Pieza 2: Cámara de mezclado y difusor

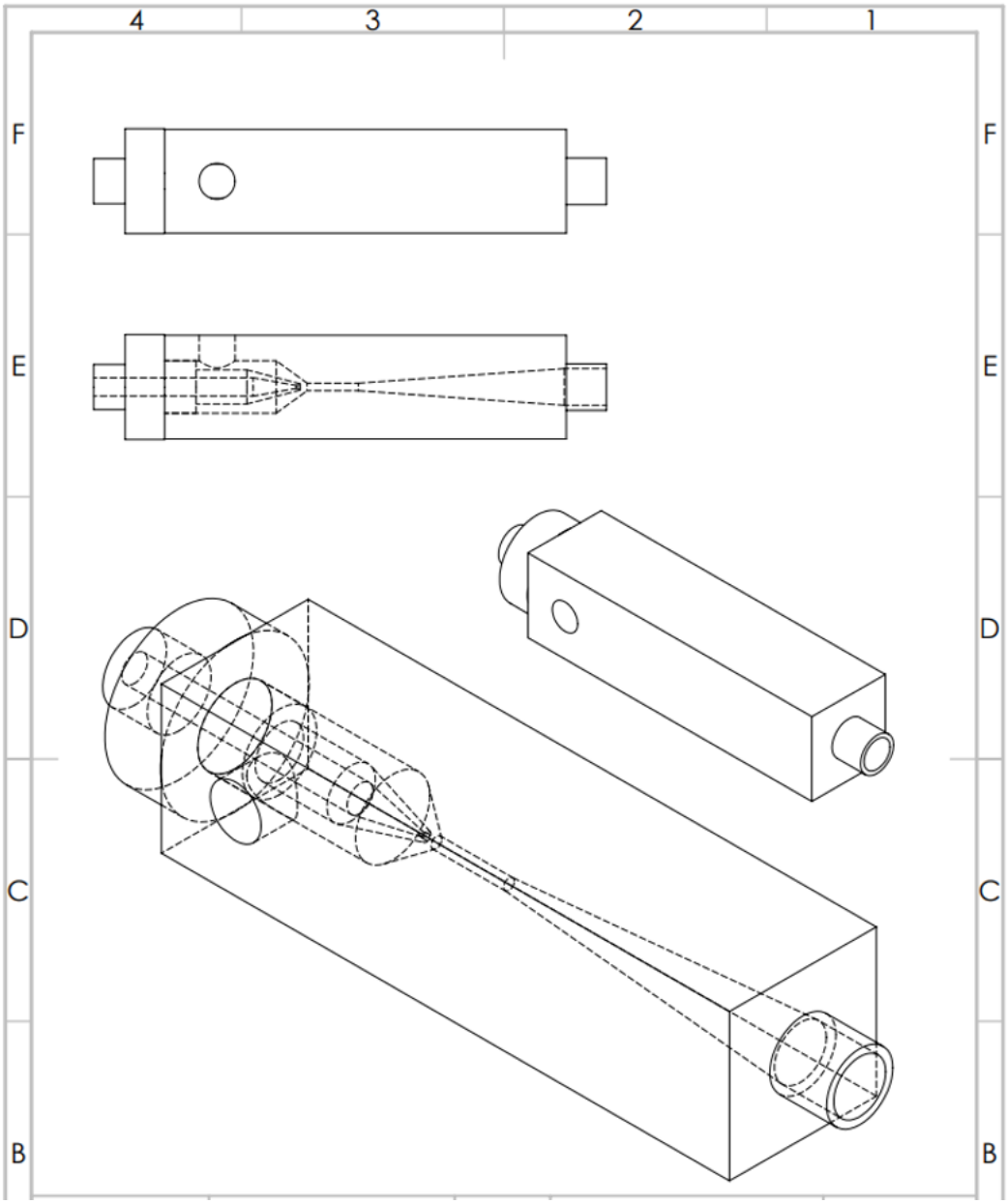

Figura 3.12: Ensamble del eyector

Propiedad	Clasificación
Maquinabilidad	B
Resistencia a la Corrosión (agentes atmosféricos)	C

(A)Muy buena - (B)Buena - (C)Aceptable - (D)Pobre

Tabla 3.8: Propiedades Tecnológicas del Aluminio 7075

Densidad [g/cm^3]	2.80
Punto de Fusión [°C]	475 - 630
Coeficiente de Dilatación (0 a 100°C) [°C^{-1}x10^{-6}]	23.5
Conductividad Térmica (0 a 100°C) [W/m°C]	130

Tabla 3.9: Propiedades Físicas del Aluminio 7075

3.2.3 Instalación experimental

A continuación se presenta una propuesta en forma de esquema con la cual se puede llevar a cabo la validación experimental del modelo del eyector estudiado numéricamente en esta Tesis, ver Fig. 3.13 y 3.14. Esta instalación está constituida por dos líneas de entrada (flujos primario y secundario) provenientes de tanques de alta presión que contienen al refrigerante R134a a condiciones estables regulados por baños de temperatura, y conducen el refrigerante al eyector por una tubería de cobre, pasando por una válvula tipo bola, un medidor de flujo tipo Coriolis, un sensor de temperatura RTD Pt 100, y un transductor de presión, para cada una de las dos líneas de entrada. La línea de salida del eyector lleva al refrigerante compuesto por los dos flujos de entrada por tubería de cobre pasando por una válvula tipo bola, un sensor de temperatura RTD Pt 100, y un transductor de presión, llegando hasta un tanque de recuperación.

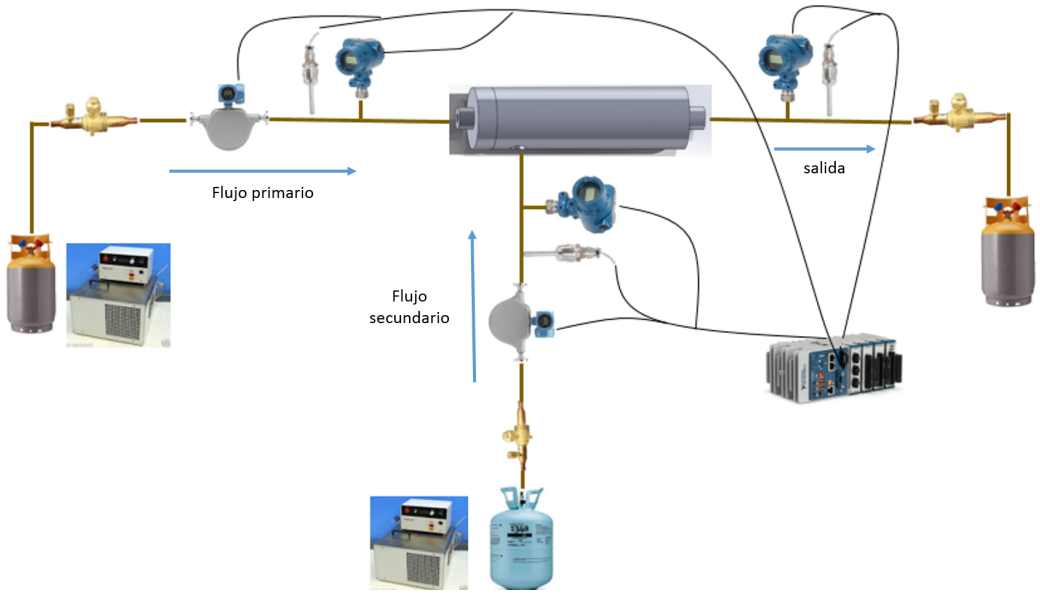

Figura 3.13: Componentes de la instalación experimental

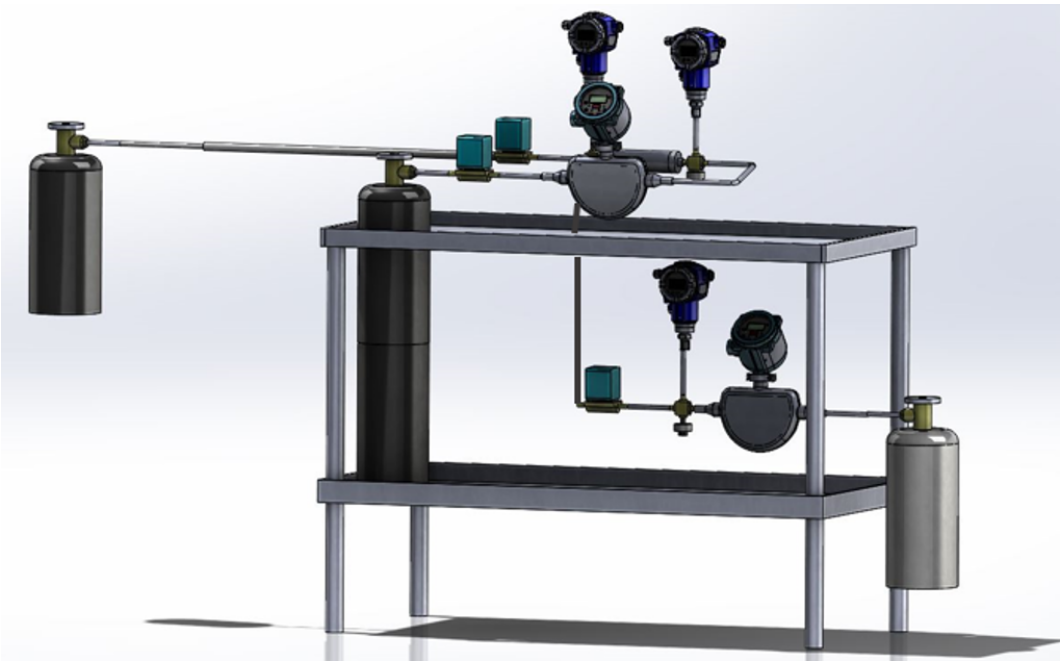

Figura 3.14: Esquema de la instalación experimental

Capítulo 4

Resultados

4.1 Modelado computacional

Se realizó un estudio paramétrico en un eyector mediante modelado computacional, para estudiar el efecto de la contrapresión en el flujo másico secundario y en la relación de arrastre. Los resultados numéricos del estudio se compararon con los resultados experimentales reportados por J. Yan et al. [35] para demostrar la validez de los resultados del modelo computacional propuesto.

En las Figs. 4.1 y 4.2 se observa el efecto de la contrapresión P_c sobre la relación de arrastre μ, a presiones de entrada del flujo primario P_g, de 2.148 MPa y de 2.34 MPa, respectivamente. Se muestra la comparación de los resultados obtenidos mediante soluciones computacionales contra la obtenidas por J. Yan [35] en sus experimentos reportados para la misma geometría. Adicionalmente, el detalle de los datos numéricos comparados con los reportados experimentalmente, y la diferencia porcentual entre ellos se presentan en la Tabla 4.1.

De acuerdo a las definiciones descritas por Huang et al. [13], de las Figs. 4.1 y 4.2 se interpreta que cuando el eyector opera con presiones de flujo primario P_g y de flujo secundario P_e constantes el eyector puede trabajar en tres modos diferentes. En el primer modo de funcionamiento llamado de doble estrangulamiento, los flujos pri-

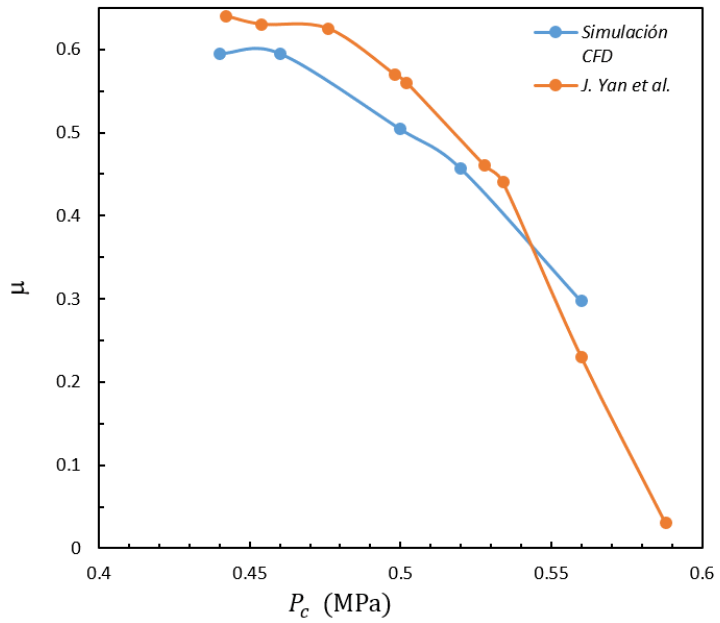

Figura 4.1: Efecto de la contrapresión sobre la relación de arrastre, $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa

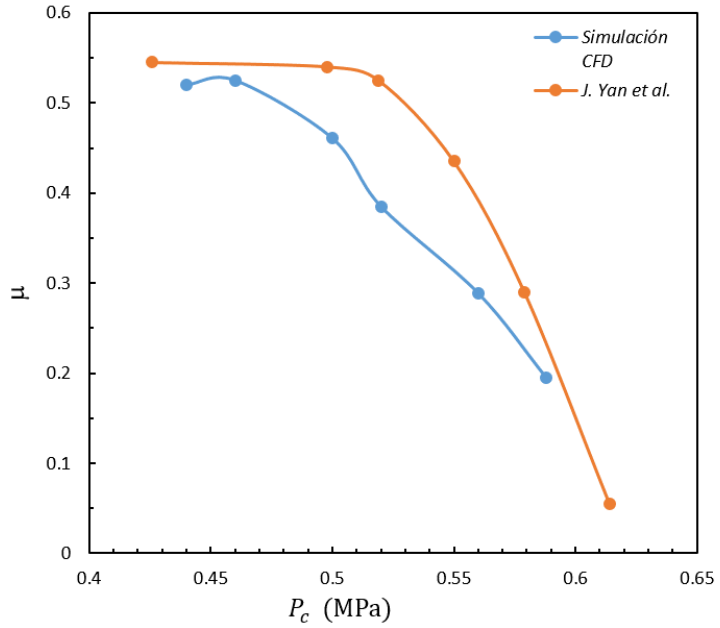

Figura 4.2: Efecto de la contrapresión sobre la relación de arrastre, $P_g = 2.34$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa

mario $\dot{m}_g$ y secundario $\dot{m}_e$ son arrastrados y se estrangulan, bajo estas condiciones la relación de arrastre μ permanece constante. Lo anterior se presenta en los resultados de las simulaciones para el caso de $P_g = 2.148$ MPa y P_e 0.31 MPa. La relación de arrastre μ en el doble estrangulamiento se encuentra en valores de entre 0.55 y 0.60, para P_c entre 0.44 y 0.46 MPa; valores similares presentan las experimentaciones de J. Yan donde μ se encuentra entre 0.60 y 0.65, aproximadamente, para P_c entre 0.44 y 0.47. Las diferencias de ambos resultados son de entre el 4 y 8 por ciento en estos rangos de valores. En comparación en este mismo modo de doble estrangulamiento para el caso donde $P_g = 2.34$ MPa y P_e 0.31 MPa, en los resultados numéricos μ se encuentra en valores de entre 0.50 y 0.55, para P_c entre 0.44 y 0.46 MPa; mientras que para los resultados de J. Yan, μ se encuentra prácticamente constante en 0.55, para P_c entre 0.43 y 0.52. Las diferencias de ambos resultados son de entre el 1 y 2.5 por ciento para el rango de P_c entre 0.44 y 0.46, pero de hasta un 36 por ciento para valores de P_c entre 0.46 y 0.52.

El segundo modo es el de estrangulamiento simple, donde solo el flujo primario es estrangulado y la relación de arrastre disminuye gradualmente mientras que la contrapresión P_c aumenta. En los resultados numéricos esto se observa para ambos casos de $P_g = 2.148$ y 2.34 MPa y P_e 0.31 MPa arriba de valores de $P_c = 0.46$ MPa; cabe señalar que este valor de 0.46 MPa es el punto critico P_c^*. Para el caso de los experimentos de J. Yan [35] en el caso de $P_g = 2.148$ MPa y P_e 0.31 MPa el punto critico es de $P_c^* = 0.47$ MPa aproximadamente y para el caso de $P_g = 2.34$ MPa el punto critico $P_c^* = 0.52$ MPa. Las diferencias encontradas entre los resultados numéricos y experimentaciones en el estrangulamiento simple son de rangos de valores de entre el 10 y 22 por ciento para el caso de $P_g = 2.148$ MPa y de entre el 20 y el 40 por ciento para el caso de $P_g = 2.34$ MPa.

El tercer modo es llamado de retorno, donde ninguno de los flujos, primario y secundario se estrangula. En este modo el flujo secundario fluye de regreso, y por lo tanto la relación de arrastre es negativa. Bajo esas condiciones el eyector esta fuera de servicio. Este caso no se presenta en las figuras mostradas pero se puede creer

que esta cerca de los máximos valores de P_c, puesto que en el caso de los resultados numéricos a valores mayores de $P_c = 0.588$ estas generan valores de flujos negativos y en el caso de las experimentaciones de J. Yan [35] se tienen flujos negativos para valores arriba de $P_c = 0.60$ para el caso de $P_g = 2.148$ MPa; y de $P_c = 0.62$ para el caso de $P_g = 2.34$, no hubo funcionamiento del eyector.

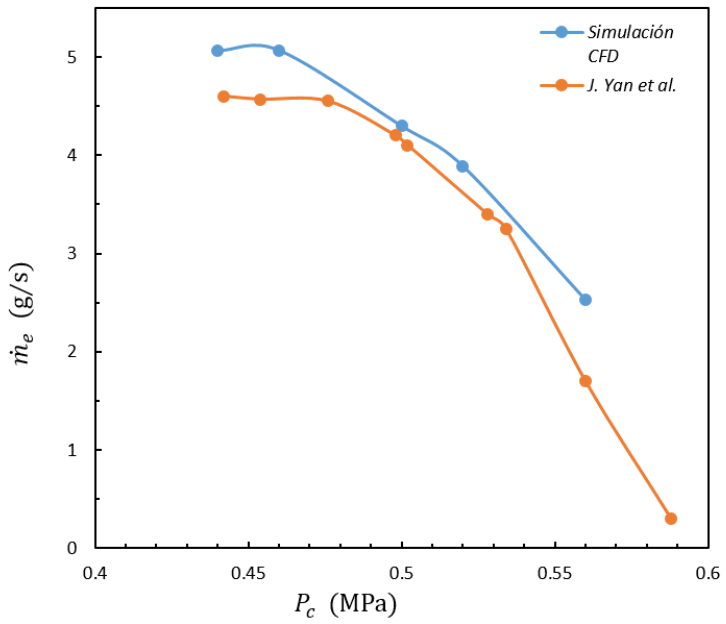

Figura 4.3: Efecto de la contrapresión en el flujo másico secundario, $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa

En las Figs. 4.3 y 4.4 se presenta el efecto de la contrapresión P_c sobre el flujo másico secundario $\dot{m}_e$, a presiones de entrada del flujo primario P_g de 2.148 MPa y de 2.34 MPa, respectivamente, con presión de flujo secundario P_e de 0.31 MPa, para ambos casos. Se muestra la comparación de los resultados obtenidos mediante las resultados numéricos contra la obtenidas por J. Yan [35] en sus experimentaciones reportadas bajo la misma geometría.

En las Figs. 4.3 y 4.4 se observa que cuando la contrapresión P_c es menor que su valor crítico P_c^*, el eyector opera con el modo de doble estrangulamiento donde el flujo secundario es estrangulado, y $\dot{m}_e$ es constante. Esto ocurre para una $P_g = 2.148$

P_g[MPa]	P_e[MPa]	P_c[MPa]	T_g[∘C]	T_e[∘C]	Exp$\dot{m}_g$ [g\s]	CFD$\dot{m}_g$ [g\s]	CFD$\dot{m}_g$ %dif	Expμ	CFDμ	CFDμ %dif
2.148	0.31	0.44	71.18	1.83	5.065	4.546	10.23	0.594	0.641	7.84
2.148	0.31	0.46	71.18	1.83	5.068	4.626	8.71	0.594	0.621	4.50
2.148	0.31	0.50	71.18	1.83	4.297	4.163	3.10	0.504	0.568	12.83
2.148	0.31	0.52	71.18	1.83	3.889	3.620	6.89	0.456	0.493	8.08
2.148	0.31	0.56	71.18	1.83	2.529	1.912	24.37	0.297	0.232	21.84
2.34	0.31	0.44	75.06	1.83	4.859	4.334	10.78	0.519	0.530	2.16
2.34	0.31	0.46	75.06	1.83	4.899	4.346	11.27	0.525	0.531	1.22
2.34	0.31	0.50	75.06	1.83	4.307	4.407	2.33	0.460	0.545	18.26
2.34	0.31	0.52	75.06	1.83	3.594	4.244	18.10	0.385	0.526	36.62
2.34	0.31	0.56	75.06	1.83	2.691	3.242	20.48	0.288	0.397	37.65
2.34	0.31	0.588	75.06	1.83	1.816	1.979	8.97	0.194	0.236	21.90

Tabla 4.1: Resultados de simulaciones expresado en flujos másicos secundarios y relación de arrastre, comparados contra los resultados experimentales de J. Yan et al. [35] y sus porcentajes de diferencia

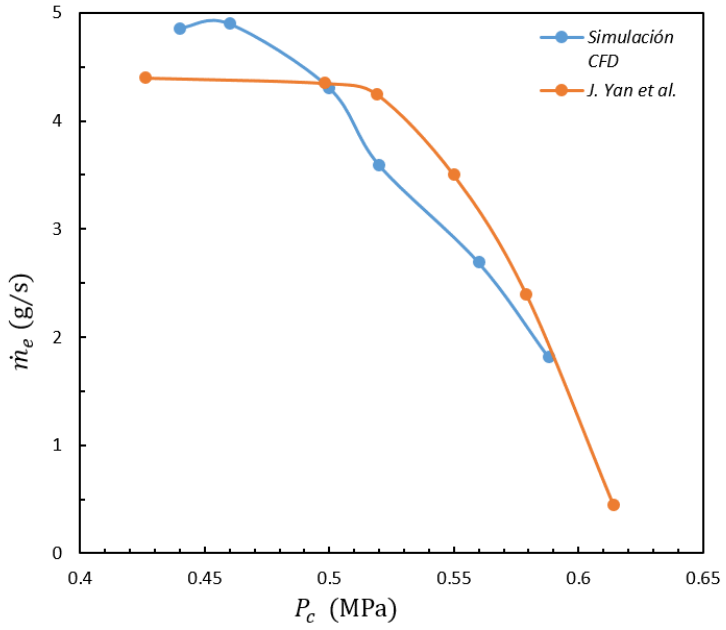

Figura 4.4: Efecto de la contrapresión en el flujo másico secundario, $P_g = 2.34$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa

MPa, $\dot{m}_e$ se encuentra alrededor de los 5 g/s, P_c entre 0.44 y 0.46 MPa; mientras tanto las experimentaciones de J. Yan [35] presentan para $\dot{m}_e$ un valor de 4.5 g/s y P_c entre 0.44 y 0.475 MPa. Las diferencias de ambos resultados son de entre el 8 y 10 por ciento en estos rangos de valores. En comparación para el caso donde $P_g = 2.34$ MPa, en los resultados numéricos $\dot{m}_e$ se encuentra en valores de entre 4.8 y 4.9 g/s, P_c entre 0.44 y 0.46 MPa; mientras que los resultados de J. Yan $\dot{m}_e$ se encuentra a 4.4 g/s y P_c entre 0.42 y 0.51 MPa. Las diferencias de ambos resultados son de entre el 2 y 18 por ciento. El valor crítico P_c^* en la Figura 4.3 se tomó como 0.46 MPa para la simulación y 0.475 MPa para la experimentación de J. Yan.; mientras que en la Figura 4.4 se tomó como 0.46 MPa para la simulación y 0.51 MPa para la experimentación de J. Yan.

Al incrementarse la contrapresión, el eyector trabaja con el modo de estrangulamiento simple y el flujo secundario deja de estar estrangulado, disminuyendo constantemente el flujo secundario. Las diferencias encontradas entre ambos resul-

tados numéricos y experimentaciones se encuentran entre el 3 y 24 por ciento para el caso de $P_g = 2.148$ MPa, y de entre el 2 y el 20 por ciento para el caso de $P_g = 2.34$ MPa.

El modo de retorno, aunque no se presenta en la gráfica, se puede aseverar que ocurre a valores mayores de $P_c = 0.56$ MPa, cuando la P_g es de 2.148 MPa, y mayores a $P_c = 0.6$ MPa cuando la P_g es de 2.34 MPa; en el caso de las experimentaciones de J. Yan [35] a valores mayores de $P_c = 0.59$ MPa cuando la P_g es de 2.148 MPa, y valores mayores a $P_c = 0.62$ MPa cuando la P_g es de 2.34 MPa.

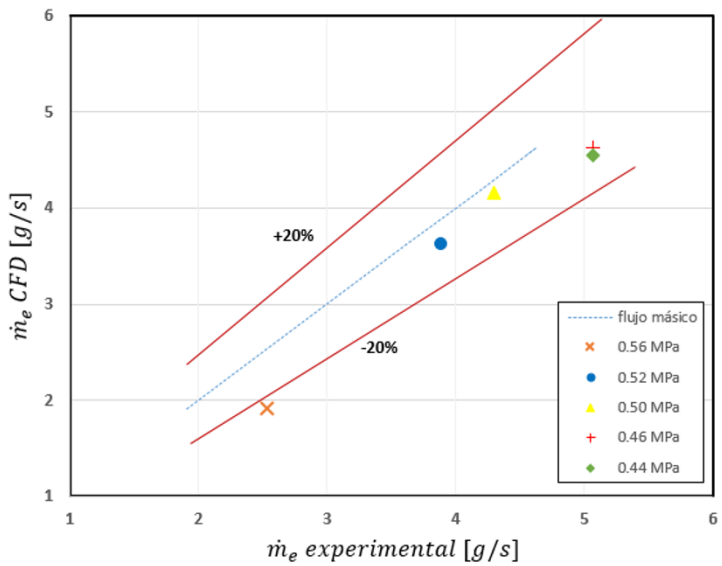

Figura 4.5: Porcentaje de diferencia $\dot{m}_e$ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.148$ MPa.

La Fig. 4.5 presenta el porcentaje de diferencia del flujo secundario $\dot{m}_e$ obtenido entre los resultados de las simulaciones realizadas en este estudio con respecto a las experimentaciones de J. Yan [35] para el caso de una presión de flujo primario P_g de 2.148 MPa. Se encontraron diferencias cercanas al 20 % para los casos estudiados, las menores diferencias se observaron cuando se trabaja en el modo de doble estrangulamiento dentro del eyector. De la misma forma, la Fig. 4.6 muestra algo similar para una presión de flujo primario P_g de 2.34 MPa, con diferencias no superiores al 20 %, y con los menores porcentajes de diferencia en el modo de doble estrangulamiento.

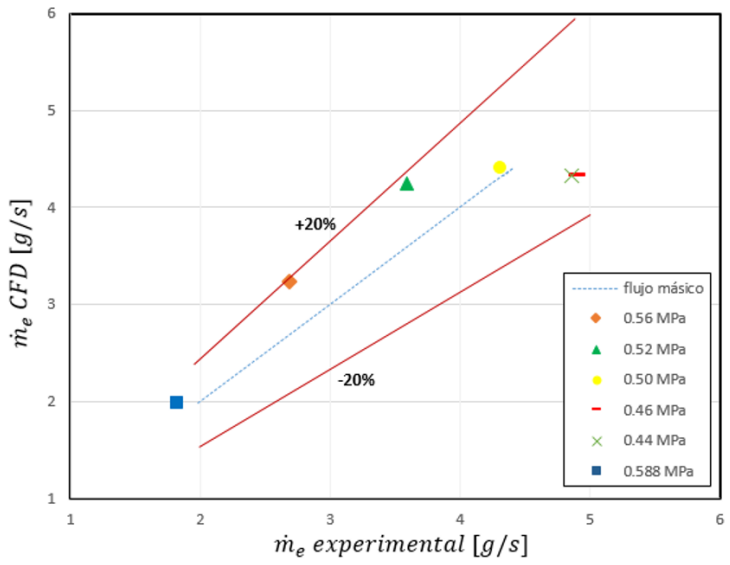

Figura 4.6: Porcentaje de diferencia $\dot{m}_e$ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.34$ MPa.

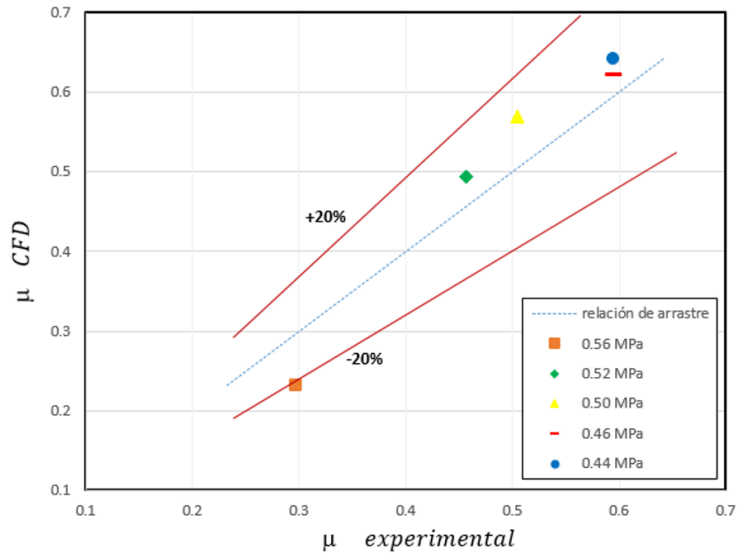

Figura 4.7: Porcentaje de diferencia μ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.148$ MPa.

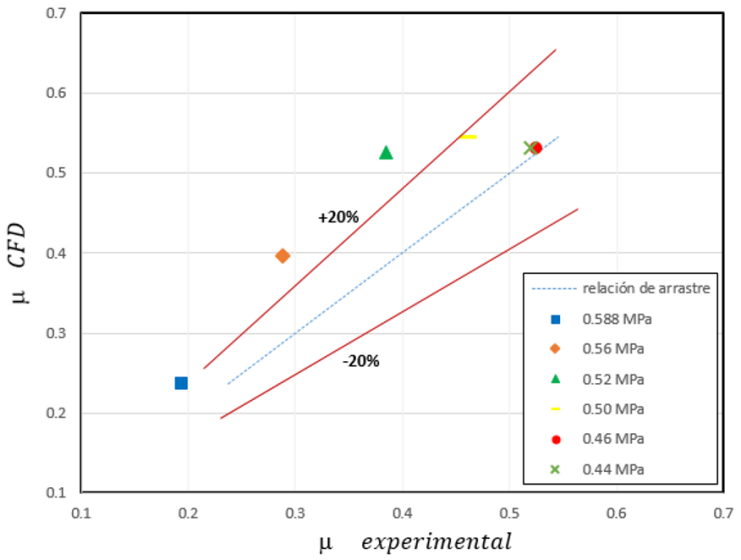

Figura 4.8: Porcentaje de diferencia μ entre simulaciones y resultados de la experimentación de J. Yan [35], $P_g = 2.34$ MPa.

La Fig. 4.7 presenta el porcentaje de diferencia de la relación de arrastre μ obtenido entre los resultados de las simulaciones realizadas en este estudio con respecto a las experimentaciones de J. Yan [35] para el caso de una presión de flujo primario P_g de 2.148 MPa. Se encontraron diferencias en su mayoría por debajo del 20 % para los casos estudiados; las menores diferencias se observaron cuando se trabaja en el modo de doble estrangulamiento dentro del eyector. De la misma forma, la Fig. 4.8 muestra algo similar para una presión de flujo primario de 2.34 MPa, con diferencias cercanas al 20 %, y con los menores porcentajes de diferencia en el modo de doble estrangulamiento.

Los resultados numéricos en concordancia con los experimentos de J. Yan [35], indican que la contrapresión juega un papel importante en la relación de arrastre de un eyector, debido a que determina el modo de operación de un eyector bajo ciertas presiones de los flujos primario y secundario.

En la Fig. 4.9, se muestran los contornos del número de Mach que se obtuvieron como resultado de las simulaciones realizadas para este estudio. Los contornos

que se presentan son a una presión de flujo primario P_g de 2.148 MPa, y de flujo secundario P_e de 0.31 MPa. En ellas podemos observar que al aumentar la presión de salida o contrapresión los modos de funcionamiento del eyector pasan de doble estrangulamiento para la Fig. 4.9-(a), a modo de estrangulamiento simple para la Fig. 4.9-(b) y (c). Las imágenes (a), (b), y (c) corresponden a contrapresiones de 0.44 MPa, 0.50 MPa y 0.588 MPa, respectivamente. Cabe resaltar que para la presión de salida de 0.588 MPa se presentaron condiciones que favorecen flujos de retorno a la salida de la boquilla del primario, criterio que nos indica un mal funcionamiento del eyector, y que se presume puede incrementar a presiones de salida mayores. En cuanto a las ondas de choque presentes en el eyector, en la Fig. 4.9-(a), se observan que se presentan desde la salida de la boquilla de flujo primario, a lo largo de la cámara de volumen constante y a la entrada del difusor. Se reduce su presencia en el recorrido conforme se aumenta la presión de salida. Algo similar se ha reportado en otros estudios como en el de Rusly et al. [26].

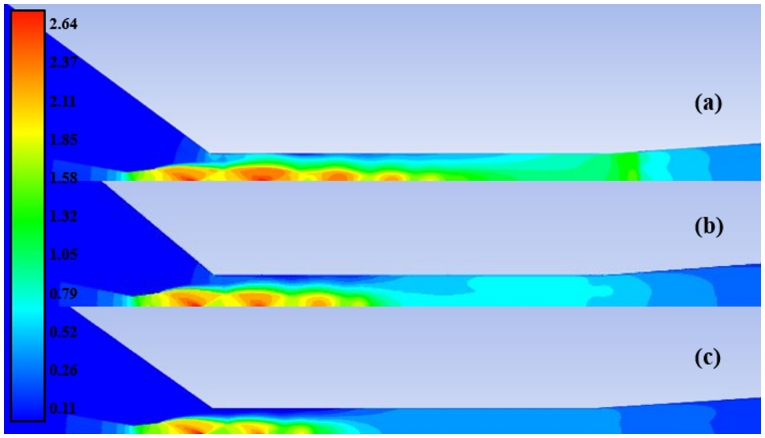

Figura 4.9: Contornos de número de Mach $P_g = 2.148$ MPa y $P_e = 0.31$ MPa, (a) $P_c = 0.44$ MPa, (b) $P_c = 0.50$ MPa, (c) $P_c = 0.588$ MPa

En las Figs. 4.10, 4.11 y 4.12 se observa el comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para una $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y a tres diferentes valores de contrapresión, $P_c = 0.44$, 0.5 y 0.56 MPa.

En la Fig. 4.10 donde la contrapresión es de 0.44 MPa se observa para la

presión y temperatura, (a) y (b), que los valores iniciales permanecen constantes desde la entrada de ambos flujos primario y secundario (provenientes del generador y evaporador respectivamente) y las variaciones más significativas ocurren desde la salida de la boquilla del flujo primario, su entrada a la cámara de volumen constante y a lo largo de esta última, estabilizándose dentro del difusor hasta su salida. El valor de temperatura mínimo alcanzado se obtuvo dentro de la cámara de volumen constante siendo de -39.7 °C y de presión de 0.07 MPa, mientras que el número de Mach más alto alcanzado fue de 2.63, todos dentro de la misma área. El comportamiento que se observa del número de Mach indica que al encontrarse ambos flujos y entrar al área de volumen constante el valor de Mach aumenta considerablemente debido a la configuración geométrica del eyector . En la figura 4.8 (c) se observa como las ondas de choque están presentes en esta área.

En la Fig. 4.11, donde la contrapresión es de 0.50 MPa el comportamiento de la presión y temperatura son similares a la Fig. 4.10. El valor de temperatura mínimo alcanzado se obtuvo dentro de la cámara de volumen constante siendo de -69.7 °C y de presión de 0.04 MPa, mientras que el número de Mach más alto alcanzado fue de 2.92, todos dentro de la misma área. De igual forma se observan las ondas de choque presentes en esta área de volumen constante aunque reducidas a solo el inicio de la misma.

En la Fig. 4.12, donde la contrapresión es de 0.56 MPa el comportamiento de la presión y temperatura son nuevamente similares a las Figs. 4.10 y 4.11. El valor de temperatura mínimo alcanzado se obtuvo dentro de la cámara de volumen constante siendo de -54.4 °C y de presión de 0.04 MPa, mientras que el número de Mach más alto alcanzado fue de 2.65, todos dentro de la misma área. De igual forma, se observan las ondas de choque presentes en esta área de volumen constante, aunque reducidas a solo el inicio de la misma, a menor distancia que para el caso donde la contrapresión es de 0.50 MPa.

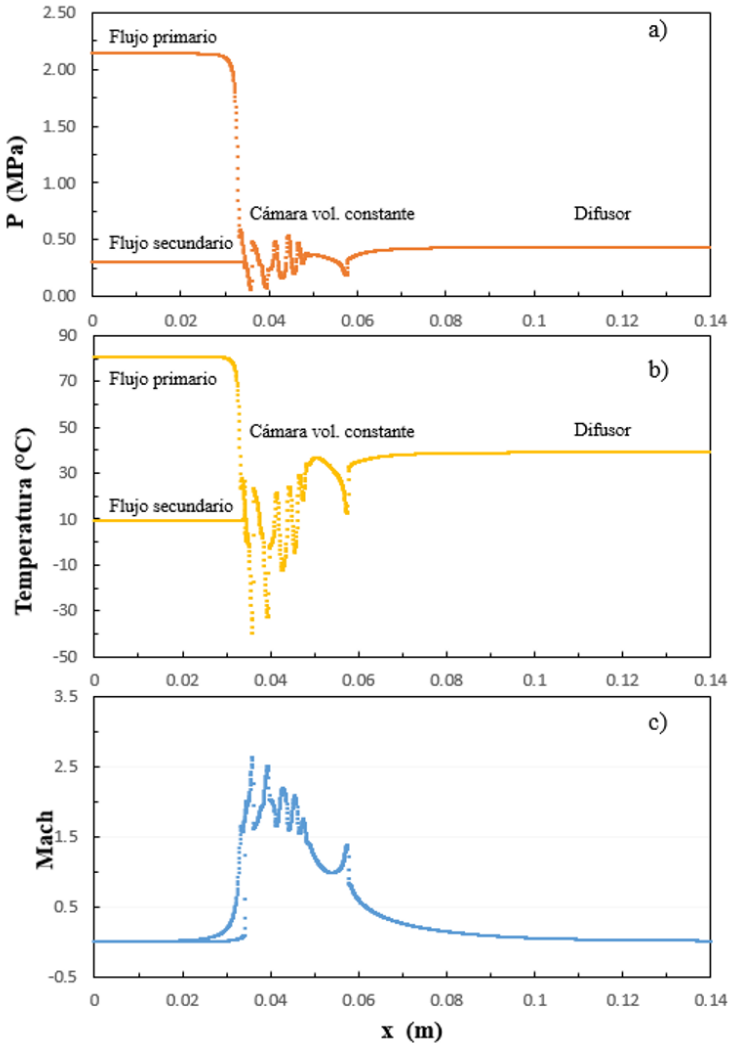

Figura 4.10: Comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y $P_c = 0.44$ MPa. (a) Presión, (b) Temperatura, (c) Número de Mach.

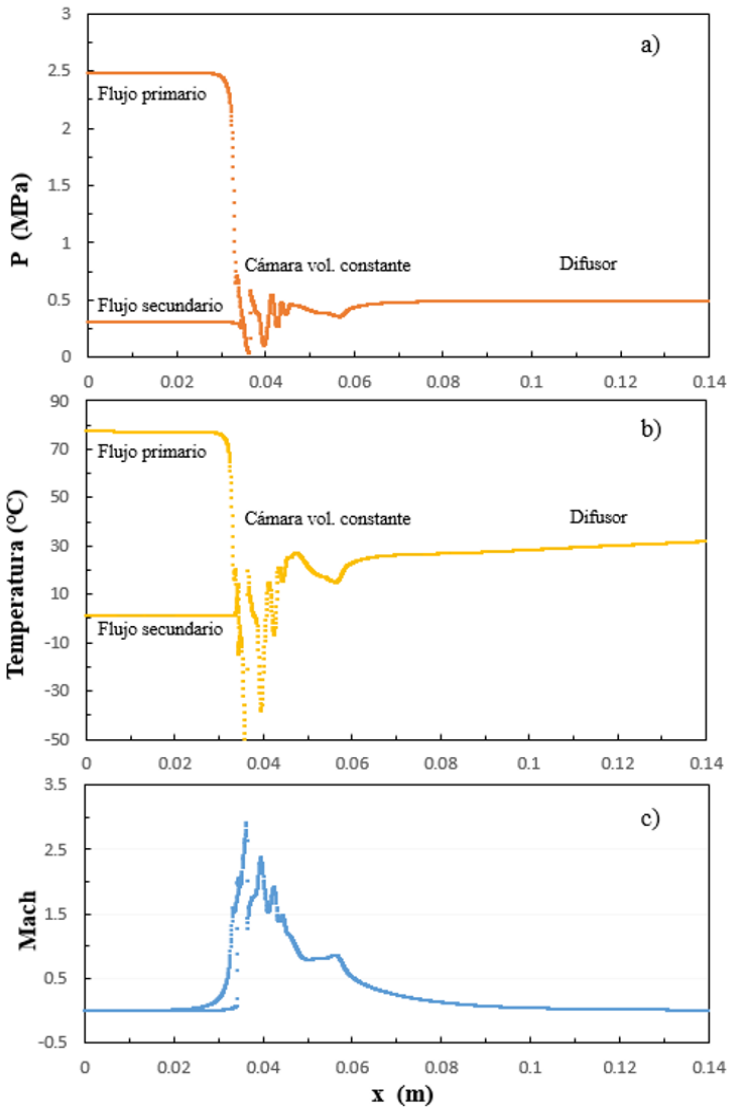

Figura 4.11: Comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y $P_c = 0.50$ MPa. (a) Presión, (b) Temperatura, (c) Número de Mach.

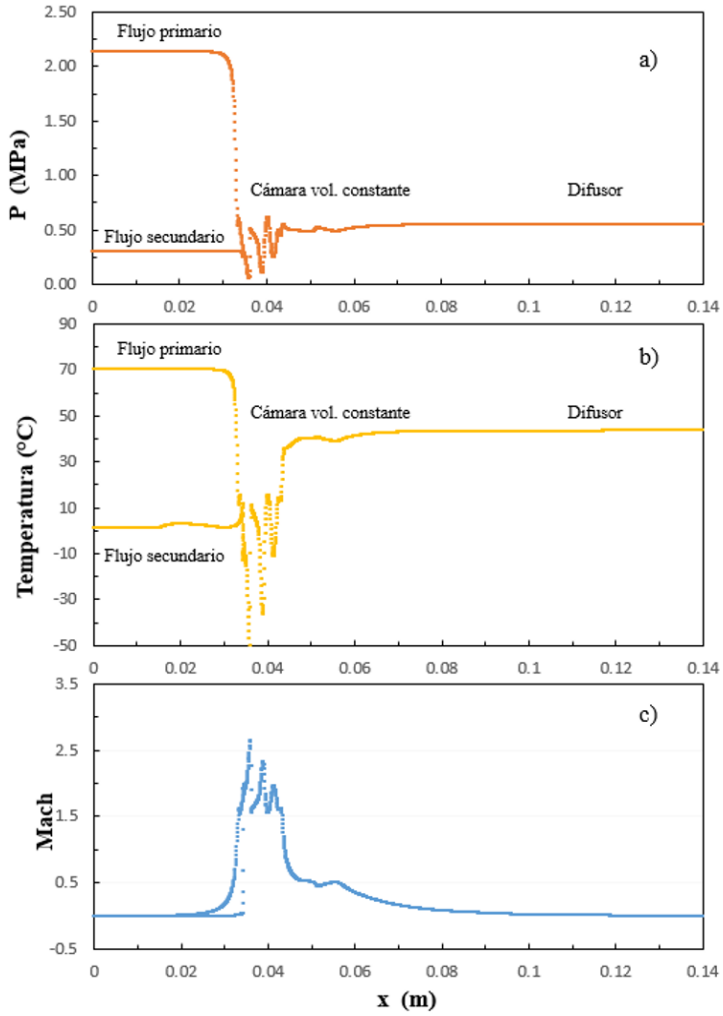

Figura 4.12: Comportamiento de la presión, temperatura y número de Mach a lo largo del eyector para $P_g = 2.148$ MPa, $P_e = 0.31$ MPa y $P_c = 0.56$ MPa. (a) Presión, (b) Temperatura, (c) Número de Mach.

Capítulo 5

Conclusiones

- Se desarrolló un modelo axisimétrico unidimensional del eyector de una fase. Se analizó el flujo de un refrigerante mediante la dinámica de fluidos computacionales, utilizando el software especializado ANSYS Fluent.

- El modelo computacional elaborado resuelve el flujo turbulento mediante el modelo $k - \epsilon$ Realizable, calculando las propiedades del refrigerante seleccionado de forma local, utilizando la librería especializada REFPROP que está acoplada a ANSYS. Tomando como datos las propiedades de entrada y salida del sistema que incorpora al eyector, se obtienen valores más cercanos a los reales dentro del eyector.

- El modelo numérico reproduce los tres modos de operación del eyector, descritos por Huang et al. [13], estrangulamiento simple, doble estrangulamiento y de retorno.

- El modelo numérico propuesto predice de mejor manera el comportamiento del eyector cuando trabaja en modo de doble estrangulamiento, de acuerdo a la comparación con los resultados experimentales de J. Yan et al. [35].

- Se encontraron porcentajes de diferencia entre la simulación realizada en este estudio y los experimentos reportados por J. Yan et al. [35] de hasta 20 %, y diferencias mínimas de alrededor del 2 %. Esto último principalmente en el

modo de trabajo de doble estrangulamiento del eyector.

- La contrapresión tiene un efecto importante en la relación de arrastre y en el flujo másico secundario, determinando el modo de operación del eyector. En el modo de doble estrangulamiento la relación de arrastre permanece constante y en el modo de estrangulamiento simple la relación de arrastre disminuye cuando aumenta la contrapresión.

- Las soluciones numéricas obtenidas mostraron que las ondas de choque se producen principalmente cuando el eyector trabaja en el modo de doble estrangulamiento.

El modelo computacional desarrollado se utilizará para estudiar el desempeño del eyector bajo condiciones de operación de un refrigerador comercial que trabaja con un ciclo híbrido de refrigeración solar.

Apéndice A

Bibliografía

[1] S. B. Riffat, L. Jiang, and G. Gan, "Recent development in ejector technology—a review," Int. J. Ambient Energy, vol. 26, no. 1, pp. 13–26, 2005.

[2] M. Zeyghami, D. Y. Goswami, and E. Stefanakos, "A review of solar thermomechanical refrigeration and cooling methods," Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 51, pp. 1428–1445, 2015.

[3] X. Chen, S. Omer, M. Worall, and S. Riffat, "Recent developments in ejector refrigeration technologies," Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 19, pp. 629–651, 2013.

[4] R. Gugulothu, N. S. Somanchi, H. B. Banoth, and K. Banothu, "A Review on Solar Powered Air Conditioning System," Procedia Earth Planet. Sci., vol. 11, pp. 361–367, 2015.

[5] N. Kalkan, E. A. Young, and A. Celiktas, "Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning," Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 16, no. 8, pp. 6352–6383, 2012.

[6] A. Al-Alili, Y. Hwang, and R. Radermacher, "Review of solar thermal air conditioning technologies," Int. J. Refrig., vol. 39, pp. 4–22, 2014.

[7] S. A. Klein, D. T. Reindl, "Solar refrigeration," ASHRAE Journal, vol. 47,

pp. 526-230, 2005.

[8] M. Tawalbeh, A. Al-Othman, F. Kafiah, E. Abdelsalam, F. Almomani, M. Alkasrawi, "Environmental impacts of solar photovoltaic systems: A critical review of recent progress and future outlook," Science of the Total Environ., 2020.

[9] G. Panaras, E. Mathioulakis, V. Belessiotis, N. Kyriakis, "Theoretical and experimental investigation of the performance of a desiccant air-conditioning system," Renew. Energy, vol. 35, pp. 1368-1375, 2010.

[10] Y. Luo, S. Shao, F. Qin, C. Tian, H, Yang, "Investigation on feasibility of ionic liquid desiccant air coditioning system," Solar Energy, vol. 86, pp. 2718-2724, 2012.

[11] E. J. Sarabia, E. Lamas, V. Soto, "Air conditioning production by a single effect absorption cooling machine directly coupled to a solar collector field. Application to Spanish climates," Solar Energy, vol. 85, pp. 2108-2121, 2011.

[12] A. Sapienza, I. S. Glaznev, S. Santamaria, A. Freni, Y.I. Aristov, "Adsorption chilling driven by low temperature heat: new adsorbent ancycle optimization," Appl. Therm. Eng., vol. 32, pp. 141-146, 2012.

[13] B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, and V. A. Petrenko, "1-D analysis of ejector performance," Int. J. Refrig., vol. 22, no. 5, pp. 354–364, 1999.

[14] H. Keenan, E. P. Neumann, F. Lustwerk, "An investigation of ejector design by analysis and experiment," J. Appl. Mech., vol. 72, pp. 299–309, 1950.

[15] E. D. Rogdakis, G. K. Alexis, "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system," Applied Thermal Engineering, vol. 20, pp. 213–26. 2000.

[16] S. Varga, A. C. Oliveira, A. Palmero-Marrero, and J. Vrba, "Preliminary experimental results with a solar driven ejector air conditioner in Portugal," Renew. Energy, vol. 109, pp. 83–92, 2017.

[17] Y. Zhu, W. Cai, C. Wen, and Y. Li, "Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors," Appl. Therm. Eng., vol. 29, no. 5–6, pp. 898–905, 2009.

[18] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, and S. Aphornratana, "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique," Energy Convers. Manag., vol. 48, no. 9, pp. 2556–2564, 2007.

[19] V. M. Nguyen, S. B. Riffat, P. S. Doherty, "Development of a solar-powered passive ejector cooling system," Appl. Therm. Eng., vol. 21, pp. 157-168, 2001.

[20] Q. Chen, G. Yan, and J. Yu, "Performance analysis of an ejector enhanced refrigeration cycle with R290/R600a for application in domestic refrigerator/freezers," Appl. Therm. Eng., vol. 120, pp. 581–592, 2017.

[21] M. Sokolov, D. Hershgal, "Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization," Int. J. refrig., vol. 13, pp. 351–356, 1990.

[22] A. Gutierrez, "Development of a hybrid ejector-compressor refrigeration system with improved efficiency," Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, 2014.

[23] J. Wang, Y. Dai, Z. Sun, "A theorical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle," Int. J. Refrig, vol. 32, pp. 1186-1194, 2009.

[24] Y. Dai, J. Wang, L. Gao, "Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle," Appl. Therm. Eng, vol. 29, pp. 1983-1990, 2009.

[25] A. Sözen, M. Kurt, M. A. Akcayol, M. Özlap, "Performance prediction of a solar driven ejector-absorption cycle using fuzzy logic," Renew. Energy, vol. 29, pp. 53–71, 2004.

[26] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, and A. Ooi, "CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system," Int. J. Refrig., vol. 28, no. 7, pp. 1092–1101, 2005.

[27] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and K. Chunnanond, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results," Int. J. Therm. Sci., vol. 46, no. 8, pp. 812–822, 2007.

[28] Y. Zhu and P. Jiang, "Experimental and numerical investigation of the effect of shock wave characteristics on the ejector performance," Int. J. Refrig., vol. 40, pp. 31–42, 2014.

[29] J. A. Expósito Carrillo, F. J. Sánchez de La Flor, and J. M. Salmerón Lissén, "Single-phase ejector geometry optimisation by means of a multi-objective evolutionary algorithm and a surrogate CFD model," Energy, vol. 164, pp. 46–64, 2018.

[30] A. Gutiérrez and N. León, "Conceptual development and CFD evaluation of a high efficiency - Variable geometry ejector for use in refrigeration applications," Energy Procedia, vol. 57, pp. 2544–2553, 2014.

[31] S. Mohamed, Y. Shatilla, and T. J. Zhang, "CFD-based design and simulation of hydrocarbon ejector for cooling," Energy, vol. 167, pp. 346–358, 2019.

[32] Y. Allouche, C. Bouden, and S. Riffat, "A solar-driven ejector refrigeration system for Mediterranean climate: Experience improvement and new results performed," Energy Procedia, vol. 18, pp. 1115–1124, 2012.

[33] J. García Del Valle, J. M. Saíz Jabardo, F. Castro Ruiz, and J. F. San José Alonso, "An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system," Int. J. Refrig., vol. 46, pp. 105–113, 2014.

[34] J. Yan, C. Lin, W. Cai, H. Chen, and H. Wang, "Experimental study on key geometric parameters of an R134A ejector cooling system," Int. J. Refrig., vol.

67, pp. 102–108, 2016.

[35] J. Yan, G. Chen, C. Liu, L. Tang, and Q. Chen, "Experimental investigations on a R134a ejector applied in a refrigeration system," Appl. Therm. Eng., vol. 110, pp. 1061–1065, 2017.

[36] T. Thongtip and S. Aphornratana, "An experimental analysis of the impact of primary nozzle geometries on the ejector performance used in R141b ejector refrigerator," Appl. Therm. Eng., vol. 110, pp. 89–101, 2017.

[37] Z. Dai, B. Yu, P. Liu, G. Chen, and H. Zhang, "Experimental Investigation on Ejector Performance Using R134a as Refrigerant," J. Therm. Sci., vol. 28, no. 4, pp. 727–735, 2019.

[38] ANSYS FLUENT Theory Guide release 2020 R1, ANSYS Inc., 2019.

[39] S. Croquer, S. Poncet, and Z. Aidoun, "Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejector. Part 1: Numerical benchmark," Int. J. Refrig., vol. 61, pp. 140–152, 2016.

[40] G. Grazzini and A. Milazzo, Ejectors for Efficient Refrigeration. Springer, 2018.

[41] C. Hirsch, "Numerical computation of internal and external flows," vol. 1, 2nd ed., Amsterdam: Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2007.

[42] I. W. Eames, S. Aphornratana, and H. Haider, "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator," Int. J. Refrig., vol. 18, no. 6, pp. 378–386, 1995.

[43] M. Elakhdar, H. Landoulsi, B. Tashtoush, E. Nehdi, and L. Kairouani, "A combined thermal system of ejector refrigeration and Organic Rankine cycles for power generation using a solar parabolic trough," Energy Convers. Manag., vol. 199, no. August, p. 111947, 2019.

[44] A. Selvaraju and A. Mani, "Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants," Appl. Therm. Eng., vol. 24, no. 5–6, pp. 827–838, 2004.

[45] A. Khalil, M. Fatouh, and E. Elgendy, "Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle," Int. J. Refrig., vol. 34, no. 7, pp. 1684–1698, 2011.

[46] E. Bellos, I. C. Theodosiou, L. Vellios, and C. Tzivanidis, "Investigation of a novel solar-driven refrigeration system with ejector," Therm. Sci. Eng. Prog., vol. 8, no. September, pp. 284–295, 2018.

[47] J. Chen, Y. Huang, Z. Niu, X. Luo, Y. Chen, and Z. Yang, "Investigation of Vapor-liquid Ejector with Organic Working Fluids," J. Therm. Sci., vol. 28, no. 1, pp. 61–71, 2019.

[48] A. Khaliq, R. Kumar, and E. M. A. Mokheimer, "Investigation on a solar thermal power and ejector-absorption refrigeration system based on first and second law analyses," Energy, vol. 164, pp. 1030–1043, 2018.

[49] N. M. Khattab and M. H. Barakat, "Modeling the design and performance characteristics of solar steam-jet cooling for comfort air conditioning," Sol. Energy, vol. 73, no. 4, pp. 257–267, 2002.

[50] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Optimum design of a solar ejector refrigeration system for various operating scenarios," Energy Convers. Manag., vol. 154, no. September, pp. 11–24, 2017.

[51] B. Gil and J. Kasperski, "Performance Analysis of a Solar-powered Ejector Airconditioning Cycle with Heavier Hydrocarbons as Refrigerants," Energy Procedia, vol. 57, pp. 2619–2628, 2014.

[52] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, "Screening of working fluids for the ejector refrigeration system," Int. J. Refrig., vol. 47, pp. 1–14, 2014.

[53] A. Ahmadzadeh, M. R. Salimpour, and A. Sedaghat, "Analyse thermique

et exergoéconomique d'un nouveau système solaire combinant production d'électricité et de froid par éjecteur," Int. J. Refrig., vol. 83, pp. 143–156, 2017.

[54] X. Wang and J. Yu, "An experimental investigation on a novel ejector enhanced refrigeration cycle applied in the domestic refrigerator-freezer," Energy, vol. 93, pp. 202–209, 2015.

[55] Y. Jeon, D. Kim, J. Jung, D. S. Jang, and Y. Kim, "Comparative performance evaluation of conventional and condenser outlet split ejector-based domestic refrigerator-freezers using R600a," Energy, vol. 161, pp. 1085–1095, 2018.

[56] H. Zhang, L. Wang, J. Yan, X. Li, and L. Wang, "Performance investigation of a novel EEV-based ejector for refrigerator-freezers," Appl. Therm. Eng., vol. 121, pp. 336–343, 2017.

[57] W. Hou, L. Wang, J. Yan, X. Li, and L. Wang, "Simulation on the performance of ejector in a parallel hybrid ejector-based refrigerator-freezer cooling cycle," Energy Convers. Manag., vol. 143, pp. 440–447, 2017.

[58] X. Liu, J. Yu, and G. Yan, "Theoretical investigation on an ejector-expansion refrigeration cycle using zeotropic mixture R290/R600a for applications in domestic refrigerator/freezers," Appl. Therm. Eng., vol. 90, pp. 703–710, 2015.

[59] M. Zhou, X. Wang, and J. Yu, "Theoretical study on a novel dual-nozzle ejector enhanced refrigeration cycle for household refrigerator-freezers," Energy Convers. Manag., vol. 73, pp. 278–284, 2013.

[60] I. Sarbu and C. Sebarchievici, Solar Thermal-Driven Cooling Systems. 2017.

[61] J. D. Anderson Jr, Fundamentals of Aerodynamics, Second Edi., vol. 48, no. 12. McGraw-Hill, Inc., 1991.

[62] P. Zheng, B. Li, and J. Qin, "CFD simulation of two-phase ejector performance influenced by different operation conditions," Energy, vol. 155, pp. 1129–1145,

2018.

[63] H. Vidal, S. Colle, and G. D. S. Pereira, "Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system," Appl. Therm. Eng., vol. 26, no. 7, pp. 663–672, 2006.

[64] L. Wang, W. Cai, H. Zhao, C. Lin, and J. Yan, "Experimentation and cycle performance prediction of hybrid A/C system using automobile exhaust waste heat," Appl. Therm. Eng., vol. 94, pp. 314–323, 2016.