

DISEÑO DE UN SISTEMA DISIPADOR DE CALOR PARA MANÓMETROS
CONVENCIONALES QUE PERMITA LA OPERACIÓN CONFIABLE HASTA
200°C.

CAMILO ANDRÉS GONZÁLEZ TOCARRUNCHO
DEIVID ALEXANDER LEURO GÓMEZ

Proyecto de Trabajo de Grado en la modalidad de solución a un problema
de Ingeniería para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Director
Ing. Jorge René Silva Larrotta

UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ D. C., 2021

Nota de aceptación:

Firma Jurado

Firma Jurado

Firma Director

Bogotá D.C, 12/05/2022

Dedicatoria

A nuestros padres, hermanos, por su dedicación, amor y entrega en todos estos años de crecimiento personal y profesional.

A nuestros amigos, los cuales nos han ayudado a llegar a este punto tan importante de nuestras vidas y no han hecho mejores personas.

Agradecimientos

A nuestros padres y todos los familiares, que han confiado en nosotros, que nos han acompañado a lo largo de este proceso; como también a nuestro director de proyecto de grado el Ingeniero Jorge René Silva Larrotta.

Tabla de contenido

1.	7
2.	8
3.	10
3.1	10
3.2	10
4.	11
4.1	11
4.1.1	11
4.1.2	11
4.1.3	11
4.1.4	12
4.1.5	12
4.1.6	12
4.1.7	12
4.1.8	13
4.2	16
4.2.1	16
4.2.2	17
4.2.3	18
4.2.4	19
4.2.5	19
4.2.6	19
4.3	20
5.	24
5.1	24
5.2	24
5.3	25
6.	26
6.1	26
6.2	27
6.3	27
6.4	29
6.5	29

7.	30
8.	30
8.1	31
9.	34
9.1	34
10.	39
10.1	39
10.2	43
10.3	45
10.3.1	46
10.3.2	50
10.3.3	52
10.3.4	54
10.3.5	55
10.3.6	56
10.3.7	56
10.3.8	56
10.4	57
10.5	57
10.6	59
11.	60
12.	60
13.	60
13.1	61
13.2	68
13.3	71
14.	79
15.	81

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los procesos de generación de calor requieren un control de variables a las entradas y salidas del equipo, como: temperaturas, flujo másico y presiones, principalmente. A nivel comercial se pueden encontrar distintos instrumentos de medición de presión que se utilizan para medir dicho parámetro de forma directa o indirecta, como el flujo másico a través de elementos deprimógenos; por ejemplo, la placa de orificio ajustada a la norma técnica internacional ISO 5167-2 [1]. Este instrumento, genera un efecto Venturi que aumenta la velocidad y simultáneamente reduce su presión, convirtiéndolo en un dispositivo deprimógeno [2]. Esta diferencia de presión debe ser medida para poder calcular el flujo másico [3].

Así como en la placa de orificio, existen muchos otros sistemas y procesos que requieren el uso de instrumentos para medir presión a fluidos con elevadas temperaturas, siendo una opción los manómetros convencionales como los son los tipos Bourdon, de membrana o diafragma, de pistón y sensores de presión, entre muchos otros; ya que estos manómetros son estos relativamente económicos y normalmente se usa para tomar la presión manométrica de gases y fluidos [4]. Sin embargo, los manómetros convencionales no soportan mediciones de presión a elevadas temperaturas porque sus características técnicas lo impiden.

El problema está en que los materiales del mecanismo de dichos manómetros se expanden ante aumentos de temperatura. Estos suelen estar hechos de aleaciones de cobre, el cual posee un coeficiente de dilatación térmica relativamente alto para la aplicación requerida [5], ocasionando que el mecanismo interno de los manómetros se vea afectado por la dilatación de los materiales, daños internos e imposibilidad de medir.

Generalmente, los manómetros convencionales poseen un rango límite de temperatura de operación que está entre 60°C y 100°C [6][7][8], lo que hace que la medición de la presión se vea limitada a instrumentos de medición de presión de forma indirecta, con mejores prestaciones y elevados costos, como lo son los flujómetros tipo vortex, tubo Venturi, medidor electromagnético, flujómetro ultrasónico, y directa como los manómetros digitales CPG entre otros.

2. JUSTIFICACIÓN

Actualmente, cualquier proceso industrial que implique medición de presión a elevadas temperaturas necesita llevar a cabo ciertas normativas y controles para asegurar el correcto aprovechamiento y desempeño de sus procesos, a lo cual, en el presente trabajo se identifica una necesidad dentro de la industria, puesto que los actuales dispositivos con los que se cuenta para medir el flujo másico a elevadas temperaturas, son bastante costosos.

Entre los manómetros convencionales que se pueden encontrar, destacan principalmente: El manómetro Bourdon, cuyo límite de operación se encuentra en 60°C [6]; el diferencial de tipo pistón, cuyo límite de operación está en 80°C [7]; y, el manómetro de diafragma o de membrana, cuyo límite de operación de temperatura está en un valor de 100°C [8]. Estos límites de operación restringen la funcionalidad de los manómetros en procesos que requieran de su instrumentación a temperaturas por encima de su rango de trabajo. Basado en la necesidad identificada, el presente trabajo de grado busca contribuir en el sector industrial con el diseño de un disipador de calor para manómetros convencionales.

Un ejemplo para contextualizar, son los sistemas de placa orificio, ya que permitiría que la implementación de dicho sistema sea mucho más económica, evitando la necesidad de recurrir a dispositivos de medición de presión mucho más costosos, a los cuales, muchas empresas acuden teniendo que hacer una inversión económica bastante elevada. No solamente se verán beneficiadas las economías de las empresas del sector, pues puede ser un incentivo para otras empresas más pequeñas o nuevos emprendimientos para incursionar en estas áreas, debido a la reducción de costos en la instrumentación para los procesos llevados a cabo.

La adaptación del diseño disipador de calor no solo sirve para medir presiones de vapor de agua a altas temperaturas, sino que también, puede ser extrapolado a otros procesos que no necesariamente requieren de agua como su fluido de trabajo, por lo contrario, desde que la composición química del fluido de trabajo no afecte el mecanismo de los manómetros convencionales, dicho beneficio económico no solo tendrá lugar en empresas con procesos de generación de vapor de agua, sino que en muchas otras con distintos procesos térmicos donde se requiera medir presiones a altas temperaturas.

Como se observa, el proyecto no solo daría una solución a un problema de ingeniería, también incentiva a la generación de empresa donde sea requerido hacer procesos de medición de presión a alta temperatura, gracias a la disminución de costos en la instrumentación. La generación de empresa conlleva a dos posibles consecuencias:

generación de empleo para operarios e ingenieros de planta y, aumento de producción y ventas en las empresas que comercialicen este tipo de accesorios para manómetros convencionales.

Con este proyecto, se busca también contribuir a ideas futuras dentro del campo de disipación de calor para otro tipo de elementos que lo requieran y en los cuales aún no se ha estudiado mucho al respecto. La versatilidad del campo de transferencia de calor, en extrapolar ideas a otras áreas permite con facilidad la implementación de trabajos ya hechos a otros ámbitos que lo requieran, por lo que, no solo se busca ayudar económicamente al sector industrial, sino, contribuir con futuros estudios e investigaciones al respecto.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un sistema disipador de calor para manómetros convencionales que permita la operación confiable hasta 200°C.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar parámetros y restricciones de diseño para la etapa de formulación de prototipos.
- Identificar parámetros de ingeniería para el diseño conceptual.
- Formular alternativas de diseño de disipadores de calor acordes a los parámetros de ingeniería.
- Desarrollar el diseño de la alternativa seleccionada.
- Validar el diseño a partir de una simulación en el software ANSYS.

4. MARCO REFERENCIAL

A continuación, se presenta toda la información necesaria para comprender los fundamentos, principios físicos y el estado del arte, tanto del disipador como de un manómetro.

4.1 MARCO CONCEPTUAL

4.1.1 Flujo másico. El flujo másico o caudal másico es una magnitud escalar que se encarga de la cantidad de masa que fluye a través de un ducto o de cualquier otro sistema por unidad de tiempo.

4.1.2 Presión. La presión es una magnitud escalar y se define como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área, cuando hablamos de presión, hablamos de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo normal[9].

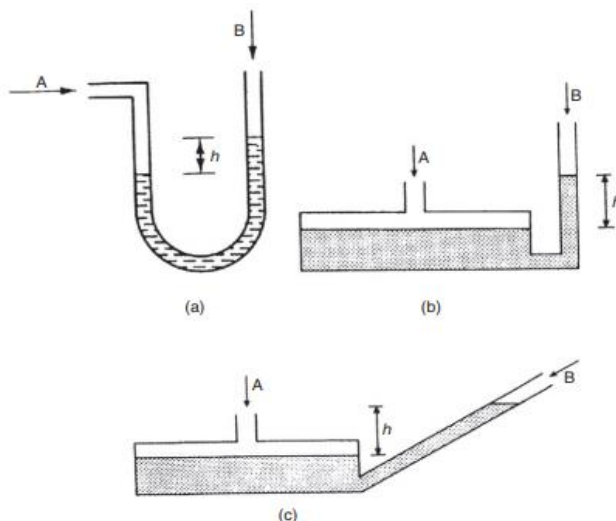
4.1.3 Métodos de medición de flujos. Cuando se habla de medición de flujos sea másico o volumétrico, se puede decir que se clasifican en directos e indirectos.

1. Los métodos directos son métodos que recurren a la medición real o manual del flujo y los métodos indirectos miden variables (presión, velocidad, temperatura, entre otras) que posteriormente se analizan y se calculan para dar resultado a una magnitud.

2. En este trabajo de grado se dará a conocer sobre las mediciones indirectas, ya que en conductos cerrados se emplean este tipo de dispositivos, como lo son medidores por efecto Venturi: placa orificio, toberas de flujo, entre otras. Generalmente estos dispositivos funcionan por presión diferencial o dispositivos deprimógenos, que se basan en el efecto Venturi, el cual causa una caída de presión del fluido al pasar por un área de sección transversal menor a la que se encontraba, consecuente a esto, ocurre un aumento de velocidad en el fluido.

- 4.1.4 Vapor.** El vapor de agua es extremadamente valioso para la industria[10]. Este se presenta como un gas resultante de la evaporación o ebullición del agua. Contiene valores significativos de energía interna, entalpía, entropía, en función de su presión y temperatura, lo que lo hace un recurso muy habitual dentro de los procesos industriales, pues normalmente se utiliza en termoeléctricas o procesos menos complejos como sistemas de calefacción, transferencia de calor o farmacéutica[11].
- 4.1.5 Calor.** El calor se define como la energía relacionada con el movimiento aleatorio de átomos y moléculas [12], consecuente a ello, provoca el aumento de temperatura, la dilatación de cuerpos, la fundición de sólidos, la evaporación de líquido. El calor es energía en transición y se reconoce sólo cuando cruza la frontera de un sistema, es decir, cuando un cuerpo cede calor a otro sistema cuya temperatura sea menor, hasta llegar a un equilibrio térmico.
- 4.1.6 Temperatura.** Temperatura es una magnitud escalar que nos permite medir e indicar la energía interna de un objeto o un sistema termodinámico. Otra definición indica que la temperatura es la fuerza motriz mediante la cual se transfiere el calor desde la fuente hacia el receptor [13].
- 4.1.7 Manómetro.** Comúnmente el manómetro se usa para medir diferencias de presión pequeñas y moderadas. También, los manómetros dan una indicación visual de los valores de presión. Hoy en día existen varios tipos manómetros como se puede observar en la figura 1.

3. *Figura 1. Manómetro en U identificado con el sufijo (a), manómetro de pozo identificado con el sufijo (b) y manómetro inclinado identificado con el sufijo (c)*

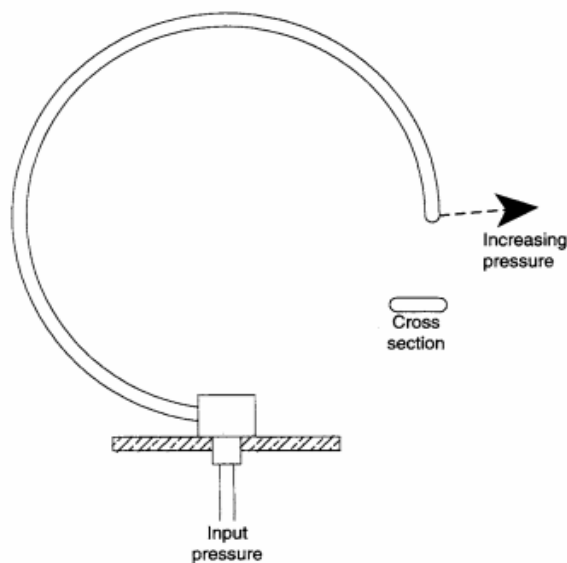


Tomado de [4].

4.1.8 Manómetros convencionales. Los manómetros convencionales son relativamente económicos y se usan en la mayoría de procesos industriales, los manómetros a comprender son los siguientes:

4. **Manómetro tipo Bourdon.** El tipo Bourdon o tubo Bourdon es el dispositivo indicador de presión más común, está hecho de un material elástico, pueden soportar hasta 70 MPa [4]; es relativamente económico y se utiliza comúnmente para medir la presión manométrica de fluidos gaseosos y líquidos. El tubo se hace aplanando un tubo de sección transversal circular como se muestra en la (Fig. 2) y doblándose en forma de C. Este dispositivo funciona dejando un extremo que está fijo y conectado a la presión a medir y el otro extremo se cierra y se deja libre.

5. *Figura 2. Tubo tipo Bourdon*

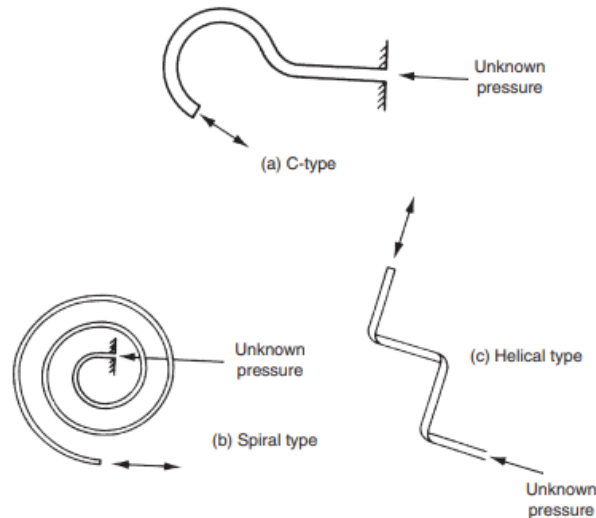


6. Tomado de [10].

7. Existen tres tipos de tubos Bourdon como lo son:

- Tipo C.
- Tipo helicoidal.
- Tipo espiral.

8. *Figura 3. Manómetros de tipo Bourdon. Tipo C identificado con el sufijo (a), tipo espiral con el sufijo (b) y tipo helicoidal identificado con el sufijo (c)*

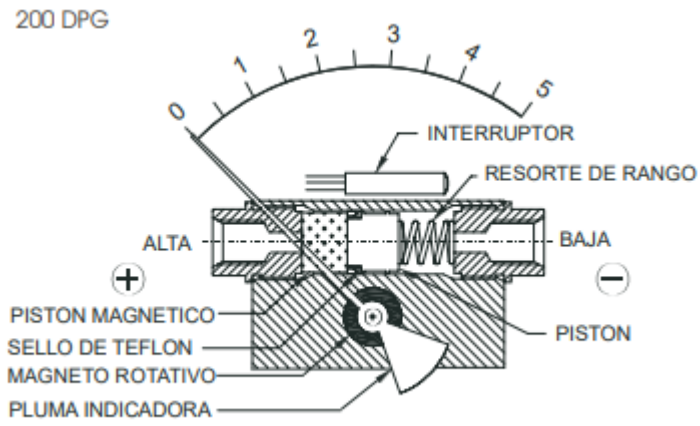


9. Tomado de [6].

10. La existencia de un importante error en la medición de la presión del tubo de Bourdon no ha sido ampliamente registrado y pocos fabricantes de tubos de Bourdon intentan advertir a los usuarios de sus productos, por lo que el error está entre los fluidos a medir, puesto que el material elástico que se usa para la medición se comporta diferente frente a fluidos líquidos y gaseosos, lo que dificulta la medición para el caso de los líquidos y favorece a los gaseosos[4].

Manómetro de pistón. Estos instrumentos a pistón pueden indicar pequeños valores de presión diferencial incluso cuando son utilizados en líneas con presiones importantes, proveen información instantánea y continua relativa a las condiciones del sistema ayudando a eliminar el mantenimiento prematuro del equipamiento. La diferencia en las presiones produce un desplazamiento del pistón en proporción a la deformación del resorte. Un magneto rotativo, ubicado en una cavidad separada del cuerpo y aislada de las presiones actuantes, es rotado por acoplamiento magnético de acuerdo al movimiento lineal del conjunto sensor. La aguja indicadora vinculada al magneto rotativo indica la presión diferencial en la escala[7].

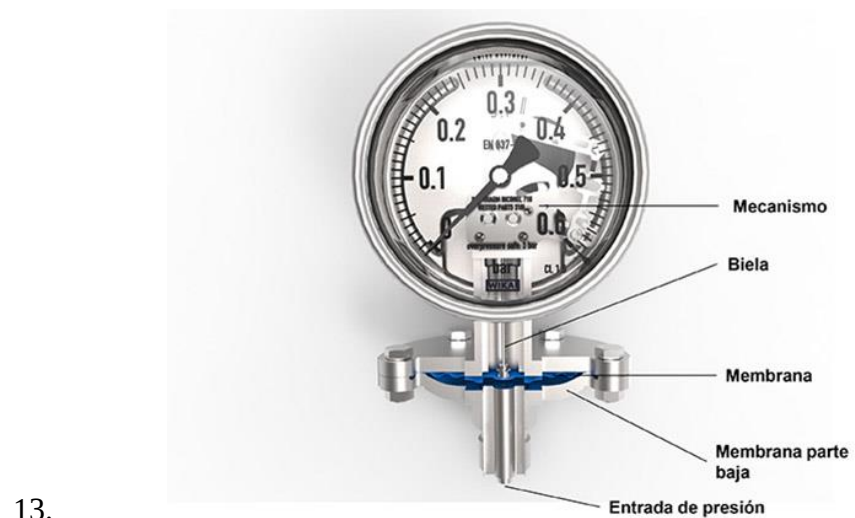
11. *Figura 4. Manómetro de Pistón*



12. Tomado de [7]

Manómetros de membrana. Manómetros de membrana son óptimos para aplicaciones con bajos rangos de presión. Debido a la gran superficie de trabajo de la membrana circular corrugada, se pueden medir de forma fiable pequeños rangos de presión. En los manómetros de membrana, la presión se transmite a un tirante a través de una membrana ondulada, finalmente este tirante transmite la presión al mecanismo de la aguja para luego ser medida.

Figura 5. Manómetro de Membrana



13.

Tomado de [14]

4.2 MARCO TEÓRICO

4.2.1 Transferencia de calor. La transferencia de calor se produce siempre que existe un cambio de temperatura en un sistema o, cuando dos objetos con diferentes temperaturas se ponen en contacto (conducción) a diferentes temperaturas. El proceso tiene como objetivo transferir calor de un objeto a otro, el proceso se termina hasta alcanzar el equilibrio térmico, es decir, hasta que se igualan las temperaturas; como ejemplo en este trabajo de grado un objeto es el vapor, que se va a mantener a cierta temperatura en la entrada del disipador, mientras que el otro objeto que es el disipador, no; este se encargará de ir disipando calor del vapor al ambiente sin llegar a un equilibrio térmico ya que el proceso de transferencia de calor no es estacionario, pero para un análisis cuando se transfiere calor por aletas se asume estacionario[15]. En la transferencia de calor se habla de 3 maneras diferentes de transferir energía de un cuerpo a otro como lo es:

14. **Conducción.** Este tipo de transferencia de calor se hace mediante el contacto físico o directo. Por ejemplo, dos placas de metal [16].

15.
$$Q_{COND} = -k * A * \frac{T_2 - T_1}{L}(1)$$

16. Donde k es la conductividad térmica del material, A es el área, T son las temperaturas y L la longitud.

17. **Convección.** Este tipo de transferencia se hace mediante una superficie sólida y el líquido o gas que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos [16].

18.
$$\dot{Q}_{CONV} = h * A * (T_S - T_E)(2)$$

19. Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_S es la temperatura de la superficie y T_E es la temperatura del fluido.

20. **Radiación.** Es la energía emitida en forma de ondas electromagnéticas o fotones. Esta se propaga a la velocidad de la luz [16].

21.
$$\dot{Q}_{RAD} = \sigma * \varepsilon * A_S * (T_S^4 - T_{alred}^4) (3)$$

22. Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann, ε es la emisividad de la superficie y T_{alred} es la temperatura de los alrededores.

4.2.2 Transferencia de calor por superficies extendidas. Para poder mejorar la razón de transferencia de calor, existen dos maneras; una, es incrementar el área de contacto o área superficial; la otra es aumentar el coeficiente de transferencia de calor por convección; esta requiere que se agregue una bomba o un ventilador para que mejore el coeficiente, esta opción implica un aumento en costos, en cambio aumentar el área de transferencia de calor con superficies extendidas, conocidas como aletas, es mucho mejor [17]. Hoy en día existen muchas variables de aletas, el único límite lo coloca la imaginación, las aletas más comunes que se encuentran son:

- Helicoidal.
- De disco.
- Aleta longitudinal.
- Triangular.
- Espinas
- Espigas

23. La disipación de calor se hace a lo largo de la aleta en condiciones ideales, pero en realidad esto no sucede, ya que la temperatura de la aleta decae a lo largo de esta, por ende, la transferencia de calor desde la misma será menor hacia la punta de la aleta, para compensar este efecto de disminución de temperatura, se define una eficiencia de la aleta como:

$$24. \quad \eta_{aleta} = \frac{Q_{aleta}}{Q_{aleta\ max}} \quad (6)$$

25. Donde $Q_{aleta} = h * A_s * (T_b - T_{amb})$ (4) que representa la razón real de la transferencia de calor desde la aleta y $Q_{aleta\ max} = h * A * (T_b - T_{amb})$ (5) que representa la razón ideal de la transferencia de calor desde la aleta si estuviera toda a la temperatura de la base y T_b es la temperatura de la base.

26. Para poder hallar la cantidad de energía que se disipa por las aletas se da por la siguiente ecuación:

$$27. \quad Q_{total} = n(Q_{aleta} + Q_{libre\ de\ aletas}) \quad (7)$$

28. Siendo n el número de aletas.

4.2.3 Sistemas deprimógenos o flujómetros de presión diferencial. Los dispositivos deprimógenos miden el flujo a través de una diferencia de presión, suelen colocarse o instalarse en línea con la tubería que transporta el fluido, también utilizan el efecto Venturi que aumentan su energía interna de tres formas, que son energía cinética, energía potencial de la altura del fluido y la energía de flujo causada por la presión del fluido mismo[18], a medida que aumenta la velocidad del flujo a través de la restricción o cambio en la sección transversal, la energía cinética aumentará y, para la conservación de la energía, la energía del flujo (es decir, la presión) debe caer.

De ahí la siguiente ecuación (8), que es la base de todos los flujómetros diferenciales.

$$V_1^2 + \frac{P_1}{\rho} = V_2^2 + \frac{P_2}{\rho} \quad (8)$$

29. Donde V es la velocidad, ρ es la densidad y P presión. El cálculo de la caída de presión real es complejo, especialmente para gases compresibles, pero generalmente tiene la forma:

$$Q = K\sqrt{\Delta P} \quad (9)$$

30. Donde Q es el flujo, K es una constante de restricción y P es la diferencia de presiones, para determinar el flujo másico se usa la siguiente ecuación (10).

$$Q_m = C * E * \varepsilon * \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\Delta P * \rho} \quad (10)$$

31. Donde C es el coeficiente de descarga, E es el coeficiente de velocidad de aproximación, ε es el coeficiente de expansión y d es el diámetro del orificio o de la restricción.

32. En la actualidad existen varios dispositivos deprimógenos, entre los cuales, los más comunes son: la placa orificio siendo el más empleado, tobera, cuña, boquilla/codo, el tubo de Dall, flujómetros de turbina, el tubo de Pitot, vortex, electromagnéticos, ultrasónicos y flujómetros másicos / Coriolis.

4.2.4 ISO 5167-2: 2003. La ISO 5167 trata sobre la medición del flujo de fluido mediante dispositivos de presión diferencial insertados en conductos circulares de sección transversal, esta norma consta de cuatro partes. La parte dos: Placas de orificio, es aplicable a dispositivos primarios que tienen una placa de orificio utilizada con tomas de presión de brida, o con tomas de presión de esquina, o con tomas de presión D y D / 2. Se han utilizado otras tomas de presión como “vena contracta” y tomas de tubería con placas de orificio, pero no están cubiertas por esta parte de ISO 5167. Esta parte de ISO 5167 es aplicable solo a un flujo que permanece subsónico en toda la sección de medición y donde el fluido puede considerarse como monofásico. No es aplicable a la medición de flujo pulsante. No cubre el uso de placas de orificio en tuberías de tamaños inferiores a 50 mm o superiores a 1000 mm, ni para tuberías con números de Reynolds inferiores a 5000 [1].

4.2.5 Método de los elementos finitos. Es un método numérico que resuelve ecuaciones diferenciales, el objetivo del uso de Elementos Finitos (FEM) es la división de un medio continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. El FEM se rige bajo la siguiente ecuación (11):

$$33. \quad [K]\{u\} = \{F\} \quad (11)$$

34. Donde K es una propiedad como puede ser la conductividad térmica o la rigidez (Elástico), la u es el comportamiento y lo que se quiere saber. Por último, F es la acción, como una fuente de calor o una fuerza[19].

4.2.6 Método de volúmenes finitos. El FVM (Finite volume method.), permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales; usa los principios de conservación (masa, momentum y energía), los cuales son la base de la modelación matemática, por definición, son respetadas por las ecuaciones discretas deducidas por el método de volúmenes finitos. Este al igual que el FEM se divide en conjuntos de pequeños elementos llamados nodos, para luego formar una malla sobre lo que se desea analizar, también en el FVM no se emplea ningún modelo de turbulencia, es decir, se realiza una simulación numérica directa de las ecuaciones de Navier-Stokes (DNS) [20], la principal ecuación que se rige en FVM es:

$$35. \quad V_{cell} * \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \sum_f^N \rho_f V_f \phi_f * A_f = \sum_f^N \Gamma_\phi \Delta \phi_f * A_f + S_\phi * V_{cell} \quad (12)$$

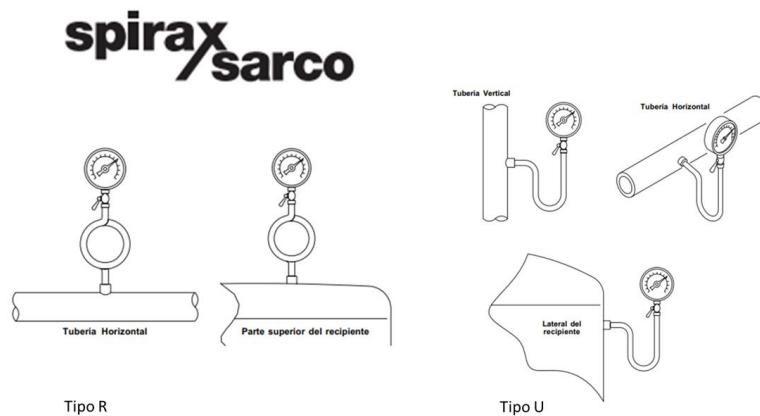
36. Donde, ϕ es la variable transportada a través de un medio de densidad ρ y constante de difusión Γ que se mueve a una velocidad V con un término fuente $S\phi$.

4.3 ESTADO DEL ARTE

No se encuentra información dentro de las bases de datos académicas en cuanto a estudios o formas de disipación de calor en manómetros. Por otra parte, se pudo recopilar más información por parte de catálogos, páginas web de comercio electrónico, páginas de empresas distribuidoras y especializadas en el área.

Dentro del campo de instrumentación, numerosas compañías destacadas en el área han atribuido con ideas para la refrigeración de manómetros. Uno de estos dispositivos para disipar calor en manómetros son los tubos sifones, estos dispositivos protegen al manómetro de tener que trabajar temperaturas peligrosas para su funcionamiento, transfiriendo calor con el ambiente o bien, un gas refrigerante. Los sifones deben llenarse con agua antes de montar el manómetro. La empresa multinacional Spirax Sarco tiene este producto que se divide en dos tipos el tipo “R” y tipo “U”[21].

Figura 6. Tubos sifones



Tomado de [21].

Actualmente, la empresa Wika ofrece torres de enfriamiento o refrigeración. Son accesorios roscables que conectan la entrada del fluido al manómetro y además son muy económicos. Se observan dos diseños de torre de enfriamiento para manómetros, muy diferentes uno del otro. El primero, lo ofrece la empresa Wika; es un diseño basado en los sistemas disipadores de calor por medio de superficies extendidas; es un tubo con aletas circulares de perfil rectangular y, según el catálogo, puede tomar fluidos con temperaturas de hasta 200°C y reducirla hasta una temperatura admisible para que el manómetro no se estropee[22].

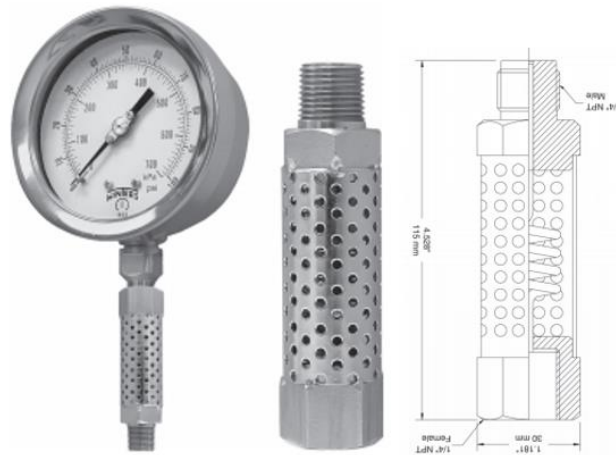
Figura 7. Figura 5 Torres de enfriamiento por superficies extendidas



Tomado de [22].

El segundo diseño lo comercializa la empresa Winters Instruments, se trata de un sistema de disipación basado en un tubo sifón de reducido tamaño. Según el catálogo de la compañía, este sistema puede disipar el calor de un fluido a una temperatura máxima de 299°C y reducirla hasta 260°C [23].

Figura 8. Torre de enfriamiento por serpentín junto a su correspondiente plano de corte



Tomado de [23].

Otro dispositivo disipador de calor son las torres de enfriamiento para computadores. En comparación con las torres de enfriamiento de Wika y Winters Instruments, son sistemas más complejos en cuanto a la transferencia de calor por aletas. Estas torres de enfriamiento vienen acompañadas por un ventilador o más con el fin de mejorar el rendimiento o la eficiencia del sistema como tal. Actualmente los diseños de este tipo tienen muchas variables como lo son la forma de las aletas, la cantidad de aletas, combinación de materiales, entre otros. La Empresa Cooler Master posee una gran variedad de productos, como por ejemplo el “Masterair ma620p”, el cual consta de dos torres de refrigeración junto con dos ventiladores[24], como se evidencia en la siguiente figura (7).

Figura 9. Disipador de calor Master Air Ma620p.



Tomado de [24].

Los dispositivos anteriores permiten tener una mejor noción sobre los disipadores de calor para manómetros. En general los dispositivos actuales son diseños e investigaciones propias de las empresas que los fabrican, resultandos costosos y en algunos acasos no tan eficientes disipando calor, como lo indica su ficha técnica. A continuación, el comparativo de dichos elementos.

Figura 10. Comparativa

Dispositivo	Fabricante	Aplicación	Sistema de Disipación	Material	Temperatura de proceso °C	Accesorios y aditamentos
Sifón y válvula	SPIRAX SARCO	Manómetros	Conducción y convección	Acero inoxidable	217	Agua
Torre de refrigeración para manómetros Modelo 910.32	WIKA	Manómetros	Superficies Extendidas	Acero inoxidable	200	Ninguno
Torre de Enfriamiento para manómetros SCT	WINTERS INSTRUMENTS	Manómetros	Serpentín	Acero Inoxidable 316	300-500	Ninguno
MASTERAIR MA620P	COOLER MASTER	Computadores	Superficies Extendidas	Cobre y Aluminio	60 en adelante	Ventilador x2

Fuente: autores

5. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL DISPOSITIVO

Para la identificación de los parámetros de diseño, se debe analizar los manómetros convencionales y su entorno. Por lo tanto, el proyecto se enfocará en establecer los siguientes parámetros:

- Limitaciones de presupuesto.
- Dimensiones del sistema.

5.1 Limitaciones de presupuesto

-Relación costo-beneficio.

La relación costo-beneficio se da por medio de una comparativa de costos, entre un dispositivo actual de mayores prestaciones y el sistema a desarrollar, por ende, esta relación se centra en buscar un precio por debajo de los sistemas ya existentes en el mercado, con el fin de convencer a futuros clientes de optar por la opción a desarrollar. Para este caso se busca que el costo del proyecto esté por debajo de \$13'800.000 COP del año 2022, en referencia a dispositivos como 'Multivariable Flowmeter Model M-22', de la empresa Iberfluid Instruments.

Figura 10. Multivariable Flowmeter Model M-22



Tomado de [25]

5.2 Dimensiones del sistema

-Las dimensiones físicas, el ancho, alto y el volumen del disipador a diseñar, debe acoplarse a distintos espacios, ya que las condiciones de instalación pueden variar según la empresa, la ubicación exacta para tomar la medición o la distribución de la planta.

Ilustración 1. Planta de trabajo de la empresa Alimentos S.A.S



Fuente: Autores

En la visita técnica a la empresa Alimentos S.A.S se evidencia a través de fotografías agrupadas en la imagen 1. la planta de trabajo en la cual una caldera se encarga de la generación de vapor para los distintos procesos térmicos en alimentos, varios de estos procesos se monitorean a través de las presiones tomadas por los manómetros, además, cabe resaltar que la temperatura ambiente en dicha planta estaba entre 20°C y 25°C

A través de la visita técnica se observa como los manómetros de los diferentes equipos se acomodan y acoplan de diferentes formas en espacios reducidos como se observan en la imagen 1. Debido a ello, se toma la decisión de que el equipo a diseñar debe ser portable, pequeño, no muy robusto, que se pueda acomodar de distintas formas dentro de un espacio de 1 m x 0.30 m x 0.30 m, esos serían los límites dentro de los cuales se encontraría el sistema acoplado.

5.3 Parámetros de diseño definidos

Se requiere un dispositivo que su costo en cuanto a materiales y manufactura sea menor a \$13'800.000 COP, y que sus dimensiones se encuentren dentro del rango de un espacio de 1 m x 0.30 m x 0.30 m.

6. PARÁMETROS DE INGENIERÍA

Para la identificación de los parámetros de ingeniería, se debe analizar los manómetros convencionales, normas relacionadas con estos y fenómenos físicos. Por lo tanto, el proyecto se enfocará en establecer los siguientes parámetros:

- Temperatura permisible en los manómetros.
- Materiales conductores.
- Pérdidas de presión.
- Transferencia de calor.

6.1 Temperatura permisible en los manómetros

Es el parámetro más importante y con más relevancia debido a que de este depende el correcto funcionamiento del manómetro o la correcta medición, pues se pueden presentar situaciones en la que este trabaje dentro del rango de presiones para el cual fue diseñado, pero no a una temperatura establecida dentro de su rango de trabajo. Como se puede observar en los diferentes catálogos relacionados, el rango de temperatura es el común denominador, como el caso de los manómetros de WIKA, como se muestra en la tabla (1).

Finalmente, la temperatura es un parámetro el cual se debe estudiar y comprender para el correcto diseño del disipador de calor.

Tabla 1. Rango de operación de distintas marcas de manómetros.

Dispositivo	Fabricante	Material	Rango de operación(°C)
Manómetro con tubo Bourdon, aleación de cobre	WIKA	Acero cobre	(-20) - 60
Manómetro con muelle tubular[26]	WIKA	Acero inoxidable	Hasta 200
Manómetro de membrana Para la industria de proceso	WIKA	Acero Inoxidable	Hasta 100
Manómetro de presión diferencial Para la industria de procesos	WIKA	Acero Inoxidable	Hasta 150
Manómetros Diferenciales Tipo Pistón	Weisz	Alum, Acero inox, bronce	20 - 80

Manómetro con sifón y válvula	Spirax Sarco	Acero inoxidable	(-40) - 200
-------------------------------	--------------	------------------	-------------

Como se observa en la tabla 1 el manómetro con muelle tubular acero inoxidable es el de mejores prestaciones, así como también el manómetro de membrana para la industria de proceso [8], y manómetro de presión diferencial para la industria de procesos con cámara completamente de metal [27] que resulta más costoso que los estándares. Otras compañías como Weisz, con manómetros diferenciales tipo pistón [7], y Spirax Sarco también ofrecen manómetros, pero ya con un dispositivo para disipar calor, los cuales no son muy eficientes a la hora de operar.

6.2 Materiales conductores

Este parámetro es importante ya que dependiendo del material se puede tener una mejor transferencia de calor o de lo contrario, tener un material deficiente el cual no se le facilite la transferencia de calor o la conductividad térmica. Si bien, los mejores materiales para disipar calor por medio de conducción tienen coeficientes de conductividad relativamente altos que pueden estar por encima de los 50 W/m.°C [16], en la mayoría de accesorios disipadores de calor para manómetros encontrados en el mercado, el material del cual están fabricados dichos disipadores son en acero inoxidable [22][23], cuyo coeficiente de conductividad es más bajo[28], pero no por eso ineficiente, pues lo que se busca con este material es evitar daños por efectos de la corrosión, además, también es un material muy estable cuando se expone a altas temperaturas [29]. Para el proyecto, se puede considerar la opción de manufacturar el dispositivo o accesorio en materiales con un coeficiente conductivo un poco más alto, pero a la vez con características que suplan las necesidades del acero inoxidable frente a la corrosión. Asimismo, por las temperaturas que soportará, superiores a 250°C [30], el factor costo beneficio resultará importante.

6.3 Pérdidas de presión

Estas pérdidas causadas por la fricción del fluido con la tubería pueden afectar la medición, por lo que se ve implicado directamente el caudal como otros factores, por lo que se deben considerar dos principios simples [3]:

- Se debe satisfacer la conservación de la masa a través del sistema, ya que el flujo total que entra a una unión (disipador) sea igual al flujo total que sale de la unión y entra en el manómetro.
- La caída de presión o pérdida de carga debe ser considerada o minimizada, puesto que si se minimiza no habría problema con la medición, ya que se estaría tomado la medición directamente, por otro lado, se tendrán que establecer las pérdidas o

caída de presión, debido a que la presión es una función puntual y no puede tener dos valores en un punto específico

Aparte de pérdidas de presión, el dissipador de calor tiene que soportar otras cargas derivadas de la presión como lo indica la NTC 1420 [32], ya que las mismas fuerzas que interactúan con el manómetro también se verán reflejadas en el dissipador de calor, las cuales son:

- Presión estacionaria:

El dissipador debe soportar una presión estacionaria igual al valor máximo de la escala designada (25.8 bar), por un período prolongado (12 h) [32].

La presión de 25.8 bar es definida gracias a la NTC 1420, pues esta norma aplica para todo tipo de manómetros. Como bien se sabe el objetivo de este trabajo de grado está dirigido a manómetros convencionales, el máximo rango de los manómetros convencionales evaluados para este trabajo es de 21 bar, como se observa en la tabla (2); el rango mínimo estipulado por la norma para presiones estacionales, cíclicas y sobrepresiones es de 25 bar [32], por lo que se define como presión máxima 25 bar, el 0.8 bar se suma a la presión máxima por la ubicación geográfica de Bogotá D.C, dando así 25.8 bar.

Tabla 2. rango de operaciones de presión

Dispositivo	Fabricante	Rango de operación(bar)
Manómetro con tubo Bourdon, aleación de cobre	WIKA	0 - 10
Manómetro con muelle tubular	WIKA	0 - 10
Manómetro de membrana Para la industria de proceso	WIKA	0 – 0.6
Manómetro de presión diferencial Para la industria de procesos modelo 732.51	WIKA	0 – 0.4
Manómetros Diferenciales Tipo Pistón	Weisz	0 - 10
Manómetro con sifón y válvula	Spirax Sarco	0 - 21

- Sobrepresiones:
Sobrepresión. El manómetro debe soportar la sobrepresión que se presenta en la Tabla (3), durante un período corto. (32.25 bar) (15 min) [32].

Tabla 3. Sobrepresiones

Valor máximo de la escala del manómetro KPa (bar)	Sobrepresión que se va a aplicar
$\leq 10\ 000$ (100)	1,25 x valor máximo de la escala
$>10\ 000$ (100) a $\leq 60\ 000$ (600)	1,15 x valor máximo de la escala
$>60\ 000$ (600) a $\leq 160\ 000$ (1600)	1,10 x valor máximo de la escala

Tomado de [31]

- Presiones cíclicas:
El disipador debe soportar una presión que fluctúa entre el 30 % y el 60 %. (15.48) del valor máximo de la escala para el número de ciclos de presión presentado en la Tabla (4) [32].

Tabla 4. Presión cíclica

Valor máximo de la escala del manómetro KPa (bar)	Número de ciclos de presión
$\leq 2\ 500$ (25)	100 000
$>2\ 500$ (25) a $\leq 60\ 000$ (600)	50 000
$>60\ 000$ (600) a $\leq 160\ 000$ (1 600)	15 000

Tomado de [31]

6.4 Transferencia de calor

como bien se sabe que existen 3 maneras de transferir calor, conducción, convección y radiación, en este caso se considera la convección y radiación, Con relación a la convección, será necesario definir si es mejor convección natural o forzada. Mediante la visita técnica a Alimentos SAS se logra entender que la sensación térmica del ambiente está entre 20°C y 25°C

6.5 Parámetros de ingeniería definidos

De lo anterior se define que, el dispositivo a diseñar debe estar hecho de un material resistente, que no sufra de corrosión por efectos de las altas temperaturas, con un coeficiente conductivo alto y que resista una presión máxima de 25.8 bar definidos por la NTC 1420. En cuanto a la temperatura, según los rangos operacionales de los manómetros, encontrados en la tabla (1), se asumen límites de rangos operacionales entre 50°C y 100°C, siendo 50°C el caso máximo con el que se evaluará el caso.

7. RESTRICCIONES DE INGENIERÍA

El acople del disipador al manómetro, es la única restricción que impide al dispositivo ser usado correctamente, ya que existen distintas marcas y dimensiones de los manómetros convencionales como lo es Wika [26][27][6], Weisz y Spirax Sarco que utilizan un tipo de roscas en la mayoría de sus productos [31][7], como se puede observar en la siguiente tabla (5)

Tabla 5. Conexiones de manómetros

Dispositivo	Fabricante	Tamaño rosca (en pulgadas)
Manómetro con tubo Bourdon, aleación de cobre	WIKA	G 1/8" B, G 1/4" B
Manómetro con muelle tubular	WIKA	G 1/4" B, G 1/2" B
Manómetro de membrana Para la industria de proceso	WIKA	G 1/4" B, G 1/2" B
Manómetros Diferenciales Tipo Pistón	Weisz	G 1/4" B
Manómetro con sifón y válvula	Spirax Sarco	G 1/4" B, G 1/2" B

La Norma Técnica Colombiana NTC1420 [32], establece las mismas referencias de medida con los respectivos diámetros de 1/8" y 3/8" tipo G.

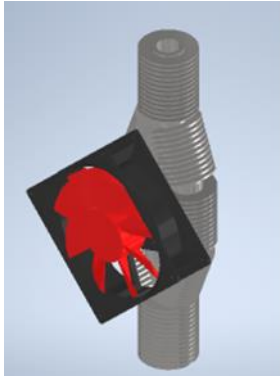
8. FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS

Se proponen seis posibles diseños que pueden cumplir con los parámetros definidos de diseño, ingeniería y restricciones.

8.1 Alternativas propuestas

-Diseño I:

Figura 11. Diseño de disipador de calor #1

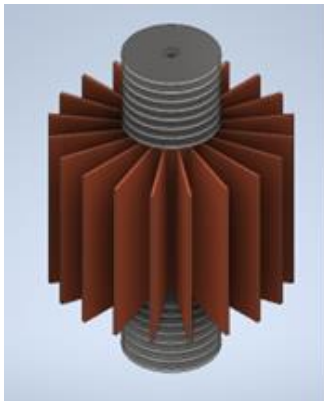


Como bien se aprecia en la Figura (11), se realiza un diseño hecho en acero inoxidable, basado en el principio de superficies extendidas y un considerable aumento de área al bifurcar el tubo que contiene al fluido de trabajo [17]. Por último, se resalta el uso de un ventilador pequeño, comúnmente usado en computadoras de escritorio, con el fin de disipar más calor por medio del aumento del efecto convectivo [16].

Fuente: Autores.

-Diseño II:

Figura 12. Diseño de disipador de calor #2

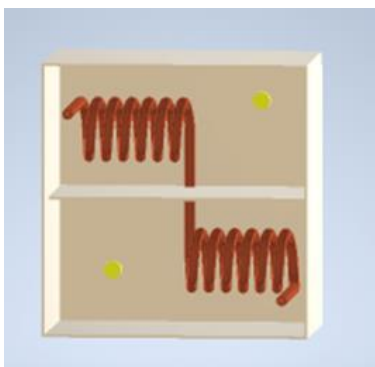


En la Figura (12), se observa un diseño con superficies extendidas a lo largo de su longitud, además, cabe resaltar que en ambos extremos las superficies extendidas son del tipo de aletas circulares [17], hechas en acero inoxidable, y en medio de su longitud, se caracteriza por tener aletas de forma rectangular, ubicadas de forma radial, hechas en cobre, con la idea de aumentar la disipación debido a su alto coeficiente conductivo [16].

Fuente: Autores.

-Diseño III:

Figura 13. Diseño de disipador de calor #3

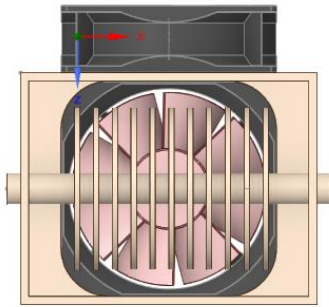


En la Figura (13), se muestra un diseño basado en dos serpentines de cobre, los cuales se sumergen en un depósito de agua contenido por una caja; esto con el fin de aumentar el coeficiente convectivo debido al contacto con el agua [17], y así mismo, asegurar un mejor intercambio de calor a medida que el fluido de trabajo recorre el interior de ambos serpentines.

Fuente: Autores.

-Diseño IV:

Figura 14. Diseño de disipador de calor #4

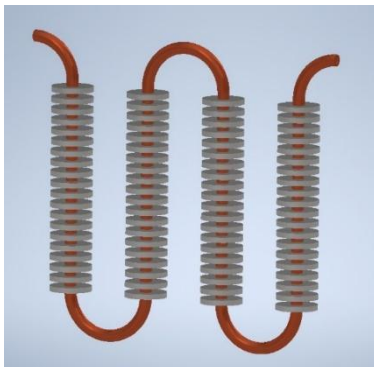


Se aprecia en la Figura (14), un diseño basado en superficies extendidas, en este caso aletas circulares de perfil rectangular, hechas en acero inoxidable. Un diseño más simple si se tiene en cuenta los anteriormente propuestos, con el agregado de un par de ventiladores, cuyo fin es el de aumentar el coeficiente convectivo [16].

Fuente: Autores.

-Diseño V:

Figura 15. Diseño de disipador de calor #5

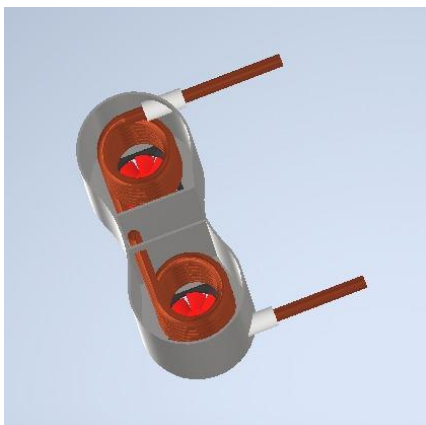


El diseño número cinco, está basado en los intercambiadores de calor ubicados en la parte posterior de los refrigeradores caseros. Se trata de un serpentín hecho en cobre, el cual, a lo largo de su longitud tiene aletas circulares de perfil rectangular hechas en acero inoxidable. Como se observa en la Figura (15), se busca aumentar de forma considerada el área superficial, aprovechando la longitud que ofrece el diseño del serpentín [17].

Fuente: Autores.

-Diseño VI:

Figura 16. Diseño de disipador de calor #6

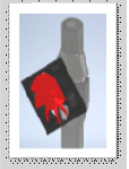
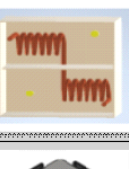
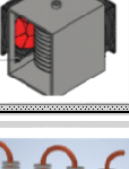
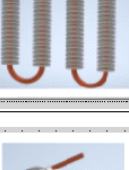
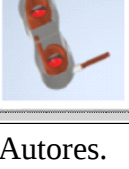


El sexto y último diseño propuesto, representado en la Figura (16), está inspirado en el diseño III. En este diseño se pretende reducir la temperatura del fluido de trabajo a través de dos serpentines de cobre. Por medio de un par de ventiladores, uno por cada serpentín, se pretende aumentar el coeficiente convectivo. Además, cabe resaltar que el diseño de la caja tiene dos compartimentos que buscan simular ductos de ventilación, con el fin de que el aire sea dirigido y circule a lo largo de cada serpentín [17].

Fuente: Autores.

En la tabla (6) se presentan los criterios más importantes para comparar los dispositivos propuestos. La energía disipada y la caída de presión fueron calculadas para cada dispositivo.

Tabla 6. Resumen de cálculos de las alternativas propuestas.

Diseños	Diseño preliminar	Materiales	Transferencia de calor	Desempeño	Temperatura final(°C)	Caidas de presión (bar)	Energía requerida (kJ)	Tasa de transferencia de energía (W)	Tiempo (s)	Costo de manufactura
I		Acero inox	Natural, Forzada	5.24	± 50	0.0702	85.28	915.702	92.93	Medio
II		Acero inox, Cobre	Natural	13.93	± 50	0.819	28.42	467.589	60.8	Medio
III		Cobre	Natural	90.07	± 50	0.637	272.25	37193.59	7.31	Medio
IV		Acero inox	Forzada	59.03	± 50	0.013	5.68	394.64	14.4	Bajo
V		Acero inox, Cobre	Natural	6.6	± 50	0.46	92.56	725.47	127.6	Alto
VI		Acero inox	Forzada	6.38	± 50	0.67	558.7	3043.08	183.6	Alto

Fuente: Autores.

9. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA DE DISEÑO

A partir de los parámetros de diseño, parámetros de ingeniería, restricciones, y cálculos obtenidos, es posible basarse en una metodología ya establecida dentro de las literaturas. Para el caso de este trabajo de grado, se decide implementar la metodología de diseño QFD con la finalidad de escoger la mejor alternativa de diseño.

9.1 Metodología QFD

Es una metodología de diseño que recoge las demandas y expectativas de un cliente o mercado consumidor y las traduce, en pasos sucesivos, a características técnicas y operativas satisfactorias [42]. La matriz realizada para este trabajo se puede encontrar completa y sin recorte en los anexos del trabajo de grado. A continuación, se explica el desarrollo de la metodología QFD enfocada en la selección de la mejor alternativa de diseño. Cabe resaltar que la lista de los Qués y los Cómo (explicados más adelante a detalle) se toman a partir de los parámetros de diseño e ingeniería establecidos anteriormente, esto a partir de la visita técnica y los análisis de los fenómenos físicos.

Tabla 7. Matriz QFD, Qués, Cómo, valores y relaciones.

Correlations					Relationships												
Positive					Strong												
Negative					Moderate												
No Correlation					Weak												
Direction of Improvement																	
Maximize																	
Target																	
Minimize																	
Row #	Weight Chart	Relative Weight	Customer Importance	Maximum Relationship	Customer Requirements (Explicit and Implicit)	Column #	1	2	3	4	5	6	7	8			
					Functional Requirements	Direction of Improvement	▲	▲	▲	◇	▼	▲	▼	▲			
							Material resistente a altas temperaturas	Material resistente a alta corrosión	Material con coeficiente conductivo alto	Presión interna máxima de 25.8 bar	Temperatura final de 50°C	Desempeño alto	Menor diferencia de presión	Coficiente convectivo alto			
1		31%	70	9	Que permita la operación confiable hasta 200°C.		●	●	●	▽	●	○	▽	○			
2		13%	30	9	Que sea adaptativo		○	○	○	○	▽	▽	●	○			
3		22%	50	9	Que sea económico		●	●	●	○	○	○	▽	●			
4		11%	25	1	Que sus conexiones sean de 1/4 de pulgada		▽	▽	▽	▽	▽	▽	▽	▽			
5		22%	50	9	Que tarde el menor tiempo posible en reducir la temperatura		○	▽	●	▽	●	○	▽	●			

Fuente: Autores

En la tabla (7) se observan los ‘Qués’, también conocidos como requerimientos del cliente. Los cuales se anotan en el recuadro de Customer Requirements con el fin de dar a entender lo que el cliente considera importante para la realización del diseño (que para este caso, se basa en los parámetros de diseño); en el recuadro denominado ‘Customer importance’ se expresa cuantitativamente el nivel de importancia de cada requerimiento, siendo ‘cien’ el más alto, dicha calificación es dada a partir de las consideraciones y relevancias de los parámetros de diseño e ingeniería. En la parte superior, en el recuadro de ‘Functional Requirements’ se ven expresadas aquellas características técnicas o de ingeniería, métricas con sentido para cumplir con el deseo final del cliente, basadas en el análisis de parámetros de ingeniería; estos se correlacionan entre sí, como se observa en el triangulo superior de la matriz, en este se indica si la correlación entre cada característica es negativa, positiva, o simplemente no se correlacionan. Por último, se hace énfasis en la parte inferior derecha de la figura, en donde se observan qué tan fuertes son las relaciones entre los requerimientos del cliente y las características técnicas; estas tienen una calificación de fuerte, moderado, y débil, como se observa en el recuadro de nombre ‘Relationships’.

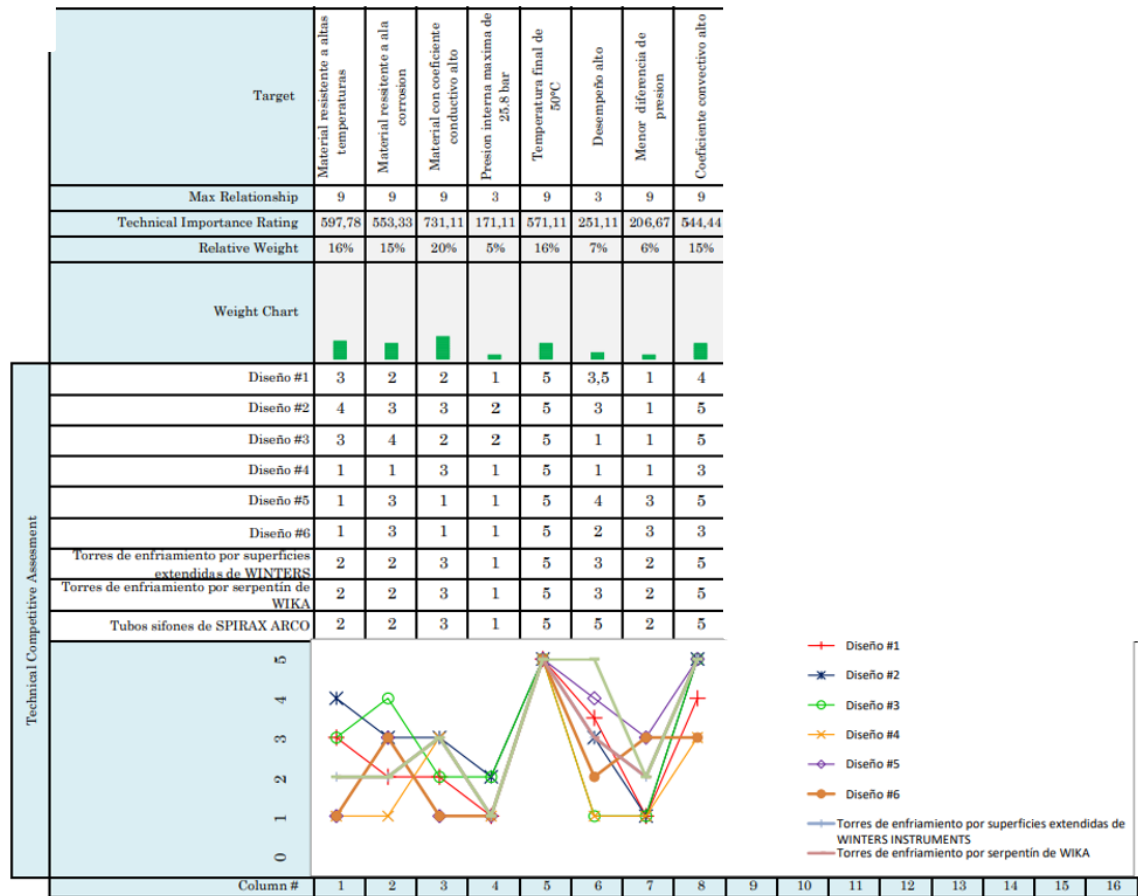
Tabla 8. Matriz QFD – Evaluación de la competencia

Customer Requirements (Explicit and Implicit)	Customer Competitive Assessment																
	Diseño #1	Diseño #2	Diseño #3	Diseño #4	Diseño #5	Diseño #6	Torres de enfriamiento por superficies extendidas de WINTERS	Torres de enfriamiento por serpentín de WIKA	Tubos sifones de SPIRAX ARCO	0	1	2	3	4	5	Row #	
Que permita la operación confiable hasta 200°C.	5	5	5	5	5	5	3	3	5								1
Que sea adaptativo	3	4	1	5	3	1	4	4	4								2
Que sea económico	2	3	4	4	1	4	5	5	5								3
Que sus conexiones sean de 1/4 de pulgada	4	3	3	4	3	3	3	3	3								4
Que tarde el menor tiempo posible en reducir la temperatura	2	2	5	4	1	3	2	2	2								5
																	6
																	7
																	8
																	9
																	10
																	11
																	12
																	13
																	14
																	15

Fuente: Autores.

En la tabla (8), se realiza un análisis de la competencia, que consiste en tomar los diseños propuestos junto con los dispositivos ya establecidos en el mercado y establecer un sistema de calificación con un rango de valores entre 1-5 que tanto cumplen los diseños frente a los requerimientos del cliente, siendo 5 la calificación por excelencia y 1 la que menos cumple con el requerimiento. En la parte derecha de la tabla (8) se observa la gráfica de competitividad de cada uno de los diseños establecidos, siendo el diseño #4 el que mejor se ajusta a dichos requerimientos.

Tabla 9. Matriz QFD – Puntuación y jerarquización de los Cómo



Fuente: Autores.

En la tabla (9) se observa la puntuación y jerarquía de los Cómo. Estos datos se obtienen a través de cuantificar de 1 a 5 la dificultad que tiene cada dispositivo para cumplir con las características de ingeniería implementadas en pro del desarrollo de la matriz, siendo 1 la calificación que indica un grado de dificultad bajo, y 5 siendo un indicador de un grado de dificultad alto. En la parte inferior de la tabla (9), se observan gráficas de cada uno de los diseños, y a su vez, estas indican el nivel de dificultad de cada uno de los dispositivos para cumplir con las características de ingeniería. En la parte superior de la figura se observan los valores de puntuación y jerarquización de cada Cómo, con base en los grados de dificultad y las ecuaciones (13) y (14), se obtiene la puntuación absoluta y relativa de cada Cómo, indicados en el recuadro ‘Technical Importance Rating’ y ‘Relative Weight’ correspondientemente [43].

$$Pun. Absoluta del "Cómo" = \sum_{Qué} ((Peso \text{ de cada "Qué"}) * (Coef. de correlación) * (Coef. de dificultad)) \quad (13)$$

$$Pun. Relativa del Cómo = \frac{\sum_{Qué} ((Peso \text{ de cada "Qué"}) * (Coef. de correlación) * (Coef. de dificultad))}{\sum_{Cómo} \sum_{Qué}} \quad (14)$$

La ecuación (13) es la encargada de obtener la puntuación absoluta de los Cómo, donde *Pun. Absoluta del "Cómo"* es la puntuación absoluta de cada uno de los Cómo, *Peso de cada "Qué"* que es el nivel de importancia de cada requerimiento del cliente, *Coef. de correlación* son los coeficientes de correlación entre las características de ingeniería, *Coef. de dificultad* son los coeficientes de dificultad que tiene cada dispositivo frente a cada una de las características de ingeniería. La ecuación (14) obtiene la puntuación relativa de los Cómo, donde *Pun. Relativa del Cómo* es el porcentaje de importancia de cada uno de los Cómo con respecto a los demás.

Una vez desarrollada la metodología QFD, se observan las gráficas obtenidas a partir de los grados de dificultad y la importancia de los Cómo, ubicados en la tabla (9); se puede realizar un breve análisis y observar la relación entre los grados de dificultad y los puntajes relativos, en el cual se tendrá en cuenta los puntajes relativos más altos a la hora de comparar cada una de las gráficas de los grados de dificultad correspondientes a cada diseño y dispositivos ya existentes en el mercado; para el caso de la matriz desarrollada, los cálculos arrojados por la ecuación (14), dan como resultado que la característica de ingeniería con más importancia es el coeficiente conductivo del material.

Partiendo de lo anterior, se observa un comportamiento similar entre la gráfica del diseño #6 y el diseño #4 en cuanto a sus grados de dificultad. Para aterrizar mejor esta comparativa, se tienen en cuenta las mejores calificaciones de estas gráficas con respecto a los valores relativos con más peso; si se comparan de forma detallada se podría deducir de manera breve que el diseño #6 tiene mejores calificaciones, puesto que su grado de dificultad es más pequeño que el del diseño #4 con respecto al material de coeficiente conductivo alto, pero se debe tener en cuenta que el acero inoxidable es más resistente a la corrosión de lo que es el cobre (del cual está compuesto el diseño #6) y esto haría más costoso el mantenimiento de dicho diseño, pues constantemente deberán ser cambiados los serpentines de cobre para que el diseño pueda seguir operando correctamente; es por ello, que se elige el diseño #4, ya que sus costos de mantenimiento serían mucho más económicos a largo plazo, y no habría necesidad de parar las operaciones de una planta por cambiar constantemente piezas del dispositivo, y otras consecuencias derivadas al detener la producción en planta.

Para explicar mejor la obtención de los anteriores resultados, en cuanto Matriz QFD y cálculos de los diseños observados en la tabla (6), a continuación, se muestran los cálculos desarrollados que corresponden al diseño IV, debido a que es escogida con base en la metodología QFD. Los cálculos de los demás diseños se encuentran en la parte de anexos, de forma resumida.

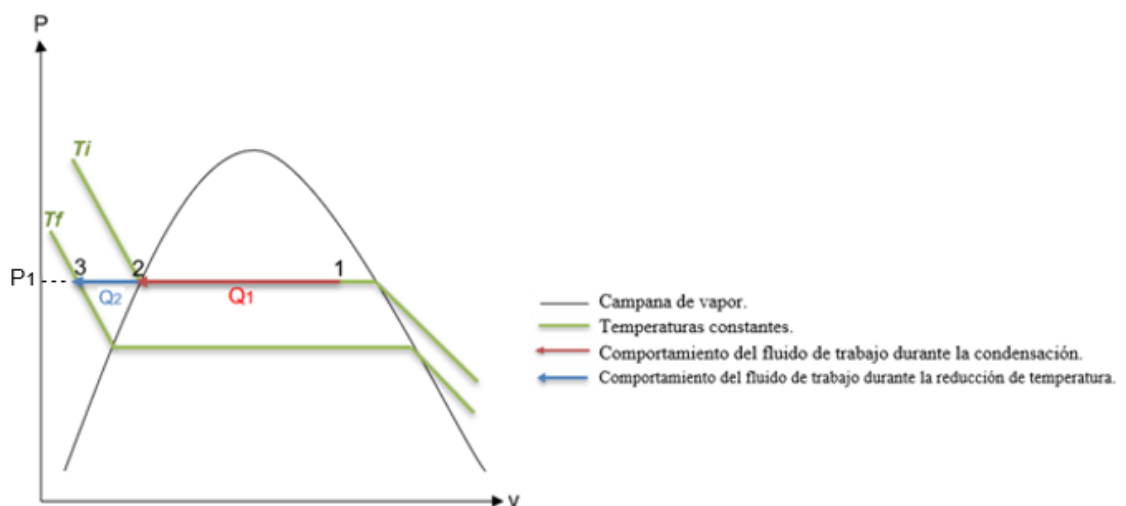
10. DESARROLLO DE CÁLCULOS

En la siguiente sección se resolverá matemáticamente los cálculos que se requieren para determinar el funcionamiento del diseño 4, dando inicio con un entendimiento de lo que pasa con el volumen interno y posteriormente lo que se requiere para disipar dicha energía, para esto también se debe hallar un coeficiente convectivo natural y un coeficiente convectivo forzado. Consiguiente a esto, se realiza los cálculos correspondientes del diseño sin aditamentos (sin aletas y sin ventiladores), y finalmente a ello, el cálculo del diseño con los aditamentos mencionados anteriormente que le permitan mejorar la tasa de transferencia de calor y así obtener el desempeño. Como último paso se evalúa la diferencia de presión, con el fin de determinar si esta afecta a la correcta medición del manómetro.

10.1 Análisis del caso

El desarrollo de los cálculos debe empezar por un breve análisis para el caso propuesto y entender el comportamiento del fluido de trabajo a medida que pierde calor; para ello, se plantea un diagrama P-v que permite observar la transición de vapor a líquido, y tener una idea más concreta de cómo abordar los cálculos para hallar la cantidad de energía a disipar y que el fluido reduzca su temperatura hasta los 50°C, como lo establecen los parámetros de ingeniería.

Figura 17. Diagrama P-v del proceso de disipación de calor para el caso propuesto.



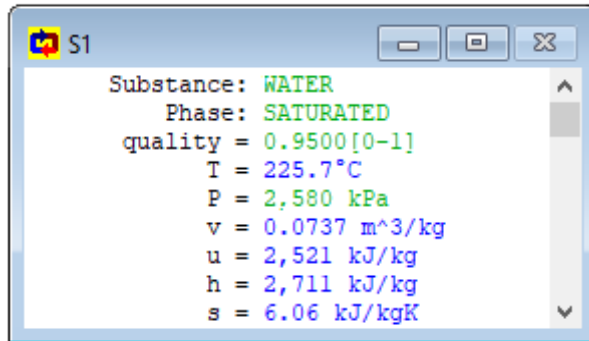
Fuente: Autores.

Con base en la información obtenida en la visita técnica, se sabe que el vapor dentro de las calderas no llega a una calidad igual a 1, es decir, que el 100% de su masa sea vapor, en cambio, llegan a calidades un poco más bajas que aproximadamente pueden representar un rango entre el 90% - 95% de su masa en vapor saturado y el porcentaje restante de su masa en líquido saturado, lo que indica que el estado del fluido se encuentra dentro de la campana de vapor, muy cercano al costado derecho de esta. Es por eso por lo que en la Figura (17) se observa un número 1, este indica el estado del vapor una vez sale de la caldera, con una calidad aproximada de 0.95 a una presión P_1 [12]. Se toma la calidad de 0.95 para hacer el cálculo con respecto a la cantidad de energía máxima a disipar, puesto que al realizar el cálculo con una calidad de 0.90, el valor de energía requerida para disipar sería menor, por ende, un resultado menos confiable e insuficiente para un caso en el cual se presente calidad de 0.95.

$$P_1 = 25 \text{ bar} + 0.8 \text{ bar} = 25.8 \text{ bar} \quad P_1 = 25.8 \text{ bar} * \left(\frac{100 \text{ kPa}}{1 \text{ bar}} \right) = 2580 \text{ kPa}$$

Donde P_1 es la presión de diseño bajo la NTC 1420, que es 25 bar [31], sumado a la presión atmosférica de la ciudad de Bogotá, que es de 0.8 bar. Para calcular los datos restantes en este punto, se recurre al software de ciclos termodinámicos Cyclepad, en el cual se introduce los datos de presión y calidad, para hallar de forma precisa la temperatura, volumen específico y entalpía.

Figura 18. Datos del estado 1 arrojados por Cyclepad.



Fuente: Autores.

$$T_1 = T_i$$

$$T_i = 225.7^\circ\text{C} \quad v_1 = 0.0737 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad h_1 = 2711 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Donde T_i es la temperatura inicial a la cual se encuentra sometido el fluido. v_1 es el volumen específico en el estado 1, y h_1 es la entalpía del fluido en ese mismo punto.

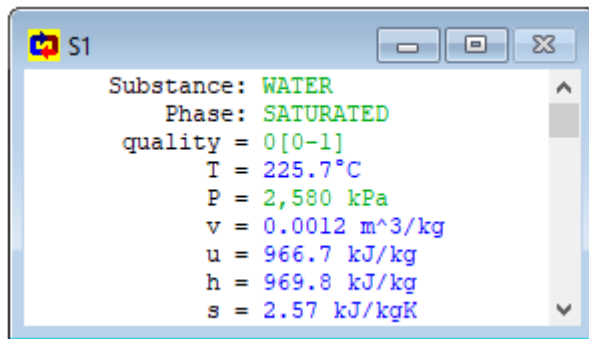
Con los datos arrojados por el software en la Figura (18), se procede a calcular la densidad en base al peso específico, de la siguiente manera:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.0737 \frac{m^3}{kg}} \rho_1 = 13.51 \frac{kg}{m^3} \text{ Donde } \rho_1$$

es la densidad del fluido bajo dichas condiciones de trabajo.

Para que el vapor se enfríe, primero debe condensarse hasta volverse líquido saturado, este estado es indicado en la Figura (17) al costado izquierdo de la campana de vapor con un número 2. En este punto el 100% de la masa se encuentra líquida y su calidad es igual a 0 [12]. Durante este proceso se denota que la presión y la temperatura se mantienen constantes. Así como en el estado 1, pero esta vez aplicado al estado 2, se recurre al software de ciclos termodinámicos Cyclepad, en el cual se introduce nuevamente los datos de presión y calidad, para hallar de forma precisa la temperatura, volumen específico y entalpía.

Figura 19. Datos del estado 2 arrojados por Cyclepad.



Fuente: Autores.

$$T_2 = T_i$$

$$T_i = 225.7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad v_2 = 0.0012 \frac{m^3}{kg} \quad h_2 = 969.8 \frac{kJ}{kg}$$

Donde T_2 es la temperatura a la cual se encuentra sometido el fluido en el estado 2. v_2 es el volumen específico en el estado 2, y h_2 es la entalpía del vapor en ese mismo punto.

Con los datos arrojados por el software en la Figura (19), se procede a calcular la densidad en base al peso específico, de la siguiente manera:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0.0012 \frac{m^3}{kg}}$$

$$\rho_2 = 833.2 \frac{kg}{m^3}$$

Donde ρ_2 es la densidad del fluido bajo dichas condiciones de trabajo.

A partir del estado 2, el fluido desciende hasta una temperatura final T_f de 50°C, temperatura permisible de los manómetros convencionales. Cabe destacar que durante este proceso la presión permanece constante.

$$T_f = T_3$$

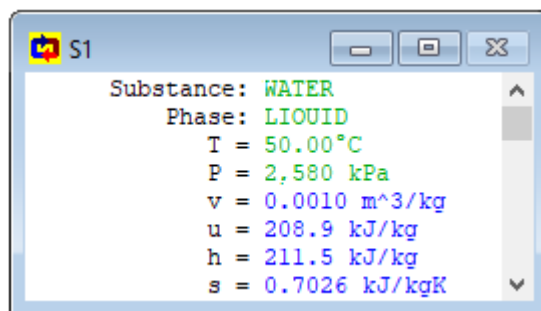
Donde T_3 es la temperatura en el estado 3 y es igual a la temperatura final.

Para el cálculo de la densidad en el estado 3, se agrega un factor de seguridad para compensar la posible disminución de la tasa de transferencia de calor de cualquiera de los dispositivos por futuros efectos de incrustación. Este fenómeno afecta las superficies de transferencia de calor, debido a capas de depósitos que se van acumulando en ellas, generando resistencias que se oponen a una óptima razón de transferencia de calor [16].

$$n = 1.2$$
$$\rho_3 = \rho_2 * n = 833.2 \frac{kg}{m^3} * 1.2 \rho_3 \cong 1000 \frac{kg}{m^3} \text{ Donde } n$$

es el factor de seguridad propuesto para mitigar los efectos de incrustación en un futuro y ρ_3 es la densidad en el estado 3. Por último, se introducen los datos nuevamente en Cyclepad para obtener el valor de las demás propiedades en el punto 3.

Figura 20. Datos del estado 3 arrojados por Cyclepad.



Fuente: Autores.

$$v_3 = 0.0010 \frac{m^3}{kg} h_3 = 211.5 \frac{kJ}{kg}$$

Donde v_3 es el volumen específico en el estado 3, y h_3 es la entalpía del vapor en ese mismo punto.

Tabla 10. Resumen de cálculos de propiedades de los estados

Estado	P (kPa)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	Fase	Calidad	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)
1	2580	225,7	13,5	Mezcla	0,95	0,0737	2711
2	2580	225,7	833,2	Líquido saturado	0	0,0012	969,8
3	2580	50	1000	Líquido	No hay	0,0010	211,5

Fuente: Autores.

10.2 Energía requerida

En la Tabla (10), se ilustran los datos necesarios para calcular la cantidad de calor requerida para reducir la temperatura del fluido. En la Figura (17) se denota en color rojo un calor disipado entre los estados 1 y 2, este calor es nombrado Q_1 , y en color azul se denota el segundo calor Q_2 , disipado entre los estados 2 y 3. Al ser Q_1 una cantidad de calor sustraída de un proceso isotérmico, luego, se procede a calcular por medio de la ecuación de segunda ley [12].

$$\begin{aligned}
 dQ &= dm * (h_1 - h_2) \quad (15) \\
 dQ &= V_{int} * d\rho * (h_1 - h_2) \int_0^{Q_1} dQ \\
 &= V_{int} * (h_1 - h_2) \int_{\rho_1}^{\rho_2} d\rho \quad Q_1 = V_{int} * (h_1 - h_2) * (\rho_2 - \rho_1) \quad (15)
 \end{aligned}$$

Para este primer cálculo es necesario el uso de una ecuación diferencial (15), debido a la disminución del volumen específico del fluido a medida que este se condensa, esto conlleva a un aumento considerable y no despreciable de la densidad del fluido. Donde dQ es el diferencial de calor, dm es el diferencial de masa, el cual puede ser expresado por medio de V_{int} que es el volumen interno del dispositivo a evaluar y $d\rho$ que es el diferencial de densidades. Una vez resuelta la ecuación diferencial, la ecuación resultante será la usada para hallar el calor Q_1 (15).

Para hallar el calor Q_2 (16) se desarrollan los cálculos de forma distinta, ya en base a las temperaturas de los estados 2 y 3.

$$\begin{aligned}
 Cp &= 4.65 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad Q_2 = m * Cp * (T_i - T_f) \quad m = V_{int} * \rho_3 \quad Q_2 \\
 &= V_{int} * \rho_3 * Cp * (T_i - T_f) \quad (16)
 \end{aligned}$$

Donde Cp es el calor específico del fluido de trabajo por encima de la temperatura de congelación, valor sustraído de las tablas de Cengel [33], m es la cantidad de masa que

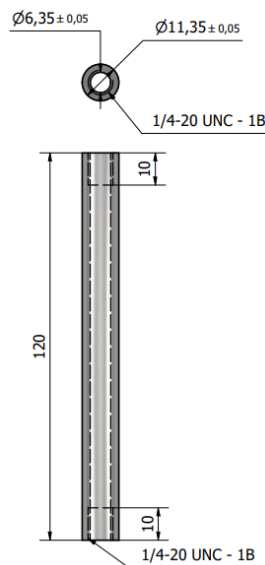
hay dentro del volumen del dispositivo a evaluar, pero puede ser expresada en datos más asequibles. Puesto que el cambio en su volumen específico durante este proceso es despreciable o casi cero, se asume una densidad constante a lo largo de este periodo.

Una vez establecidas las bases para el desarrollo de cálculos, se procede a hallar los datos necesarios para evaluar cada una de las alternativas propuestas.

Los cálculos observados a continuación corresponden al diseño IV, debido a que es la propuesta con mejores resultados y que mejor se adapta a la necesidad propuesta en este trabajo de grado. Los cálculos de los demás diseños se encuentran en la parte de anexos, debido a la extensa cantidad de páginas utilizadas en estos.

Para calcular la energía requerida en este dispositivo, se dispone del diámetro de diseño más pequeño estipulado por la NTC 1420 (1/4") [31] para obtener el área de la sección transversal del tubo y posteriormente, calcular el volumen interno del diseño propuesto.

Figura 21. Medidas del tubo usado en el diseño IV en mm.



Fuente: Autores.

$$d = 0.25 \text{ in} * \left(\frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ in}} \right) d = 0.006 \text{ m} A = \pi * \frac{d^2}{4} = \pi * \frac{(0.006 \text{ m})^2}{4} A$$

$$= 3.16 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$V_{int} = A * LV_{int} = (3.16 * 10^{-5} m^2) * (0.08 m) V_{int} = 2.53 * 10^{-6} m^3$$

Donde d es el diámetro interno del tubo, A el área de sección transversal y L es la longitud del tubo. Cabe resaltar que en la Figura (21) se observa una longitud mayor a la usada en los cálculos, esto se debe a que la longitud del tubo debe extenderse para ajustarse a un correcto ensamble, mientras que la parte del tubo examinada, donde también se ajustan las superficies extendidas, es la que se observa en los cálculos.

Con los anteriores datos es posible calcular el calor que se requiere en este diseño para condensar el fluido y el calor requerido para reducir su temperatura hasta 50°C.

$$\begin{aligned} Q_1 &= V_{int} * (h_1 - h_2) * (\rho_2 - \rho_1) \quad (15) Q_1 \\ &= (2.53 * 10^{-6} m^3) * \left(2711 \frac{kJ}{kg} - 969.8 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &\quad * \left(833.2 \frac{kg}{m^3} - 13.51 \frac{kg}{m^3} \right) Q_1 = 3.61 kJ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= V_{int} * \rho_3 * Cp * (T_i - T_f) \quad (16) Q_2 \\ &= (2.53 * 10^{-6} m^3) * \left(1000 \frac{kg}{m^3} \right) * \left(4.65 \frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \\ &\quad * (225.7 ^\circ C - 50 ^\circ C) Q_2 = 2.07 kJ \end{aligned}$$

Para determinar la cantidad de energía a disipar, se procede a hacer la suma de ambos calores obtenidos.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 = 3.61 kJ + 2.07 kJ Q_T = 5.68 kJ$$

Donde Q_T es la energía total a disipar requerida para enfriar el fluido dentro de este diseño.

10.3 Tasa de transferencia de energía del dispositivo

Para los cálculos de la capacidad de transferencia de calor ofrecida por el dispositivo se hace un análisis de la tasa de transferencia de calor ofrecida únicamente por el tubo del diseño, y posterior a ello, se realizan los cálculos de la tasa de transferencia de calor de dicho tubo con las aletas y el coeficiente convectivo de los ventiladores.

10.3.1 Tasa de transferencia de calor del tubo.

Los cálculos se desarrollan en primera parte, con el fin de obtener los datos necesarios para obtener el coeficiente convectivo interno, producido por las condiciones del fluido al interior del diseño.

$$Nu = \frac{h_{int} * d}{k_{agua}} \quad (17)$$

$$h_{int} = \frac{Nu * k_{agua}}{d} \quad (18)$$

De la ecuación (17), responsable de hallar el número Nusselt Nu , el cual es una relación entre la tasa de transferencia de calor por convección y la tasa de transferencia de calor por conducción del fluido [33]. Donde Nu es el número Nusselt, h_{int} coeficiente convectivo interno y k_{agua} es el coeficiente de conductividad del agua a una temperatura de 225°C y una presión de 2580 kPa. Se puede despejar el coeficiente convectivo interno y queda la ecuación (18)

A partir de una ecuación encontrada en el libro de Incropera [16] podemos hallar directamente el número de Nusselt.

$$Nu = 0.0265 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^{0.3} \quad (19)$$

La ecuación (19) sirve para hallar el número de Nusselt cuando el fluido está siendo enfriado [16]. Donde Re es el número de Reynolds, el cual indica la condición del flujo, si es laminar o turbulento, y Pr es el número de Prandtl a una temperatura de 225°C y una presión de 2580 kPa, este describe el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica [33]. A continuación, se hallan los datos necesarios para hallar el número de Nusselt.

$$\begin{aligned} Pr &= 1.3626 \\ \mu &= 1.71 * 10^{-5} \frac{kg}{m.s} Vel = 100 \frac{ft}{s} * \left(\frac{0.3048 m}{1 ft} \right) = 30.48 m/s \\ Re &= \frac{\rho * Vel * d}{\mu} \quad (20) \\ Re &= \frac{13.51 \frac{kg}{m^3} * 30.48 \frac{m}{s} * 0.006 m}{1.71 * 10^{-5} \frac{kg}{m.s}} = 1.53 * 10^5 \end{aligned}$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del agua a una temperatura de 225°C y una presión de 2580 kPa, este valor y el de Pr es tomado de las tablas de anexos de Cengel [33]. Vel es la velocidad de diseño de tuberías para vapor, tomado de [34], [35]. Se usa la ecuación (19) para hallar el número de Nusselt

$$Nu = (0.0265) * (1.53 * 10^5)^{\frac{4}{5}} * (1.3626)^{0.3} = 408.15 k_{agua} = 0.051 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} h_{int}$$

$$= \frac{Nu * k_{agua}}{d} = \frac{408.15 * 0.051 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} h_{int}}{0.006 m} = 3300.5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Posterior a hallar el número de Nusselt, se retoma la ecuación (18) para determinar el valor del coeficiente convectivo interno. El valor de k_{agua} es tomado de [33]. Como siguiente, se procede a hallar el coeficiente convectivo externo, para un caso de convección natural, por medio de las siguientes ecuaciones.

$$T_{prom} = \left(\frac{(T_i + T_f)}{2} \right) + 273.15 K \quad T_{prom} = \left(\frac{(225.5 ^\circ C + 50 ^\circ C)}{2} \right) + 273.15 K$$

$$= 410.9 K \quad \beta = \frac{1}{T_{prom}} \quad (1)$$

$$\beta = \frac{1}{360.9 K} = 0.0024 K^{-1} \quad (21)$$

$$v_{aire} = 1.56 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} g = 9.81 \frac{m}{s^2} T_{ext} = 25 ^\circ C$$

$$D = 0.011 m \quad Gr = \frac{g * \beta * (T_i - T_{inf}) * D^3}{v_{aire}^2} \quad (22) \quad Gr$$

$$= \frac{\left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) * (0.0024 K^{-1}) * (225.5 ^\circ C - 25 ^\circ C) * (0.011 m)^3}{\left(1.56 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} \right)^2} Gr$$

$$= 28689.86$$

$$Pr = 0.7296$$

$$Ra = Gr * Prandtl \quad (23)$$

$$Ra = 28689.86 * 0.7296 \quad Ra = 20932.12$$

Del anterior conjunto de ecuaciones se aprecia lo siguiente. La ecuación (21) se usa para hallar el coeficiente de expansión volumétrica β , donde T_{prom} es la temperatura promedio, T_{inf} es la temperatura del entorno. La ecuación (22) se usa para hallar el número de Grashof Gr , describe la relación entre la fuerza de empuje y la fuerza viscosa que rigen al fluido [16], en esta ecuación se tiene que v_{aire} es la viscosidad cinemática del aire y Pr es el número de Prandtl del aire, ambos datos son hallados con base a una temperatura de 25°C y una presión de una atmósfera, el dato es tomado de [33], g es la aceleración gravitacional y D es el diámetro exterior del tubo usado para el diseño. La ecuación (23) es usada para calcular el número de Rayleigh Ra , el cual es un producto entre el número de Grashof y el número de Prandtl [33].

Debido a que el número de Rayleigh hallado está por debajo del orden de 10^{12} , se usa la siguiente ecuación (24) para hallar el número de Nusselt, para el caso específico de un cilindro horizontal bajo el fenómeno de convección natural [16].

$$\begin{aligned}
Nu &= \left(0.60 + \frac{0.387 * Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 & (24) Nu &= \left(0.60 + \frac{0.387 * (20932.12)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.7296} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \\
&= 5.24 k_{aire} = 0.025 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} h_{ext1} = \frac{Nu * k_{aire}}{D} & (18) h_{ext1} \\
&= \frac{5.24 * 0.025 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.011 m} = 11.78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}
\end{aligned}$$

Una vez hallado el número de Nusselt, se retoma la ecuación (18) con la diferencia de que se usa k_{aire} que es el coeficiente de conductividad del aire a una temperatura de 25°C y una presión de una atmósfera, dato tomado de [33]. De esta forma se halla el coeficiente convectivo externo h_{ext1} .

Con los datos de los coeficientes convectivos internos y externos, a través del método de resistencias térmicas, es posible hallar la tasa de transferencia de calor del tubo del diseño [16], cuyo material escogido es acero inoxidable, debido a que es un material muy resistente a la corrosión [29]. Se procede a realizar el cálculo del tubo para evaluar posteriormente el desempeño del dispositivo, entonces:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_T} \quad (25)$$

$$R_T = R_{Conv,1} + R_{Cil} + R_{Conv,2}$$

$$R_T = \frac{1}{(2\pi r_{int} L) h_{int}} + \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{(2\pi L) k_{acero}} + \frac{1}{(2\pi r_{ext} L) h_{ext1}} \quad (26)$$

Se resuelve por aparte cada resistencia térmica de la ecuación (26) como se muestra a continuación.

$$k_{acero} = 16.3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} r_{int} = 0.0031 m r_{ext} = 0.0056 m$$

$$\begin{aligned}
R_1 &= \frac{1}{2 * \pi * r_{int} * L * h_{int}} R_1 = \frac{1}{2 * \pi * (0.0031 \text{ m}) * (0.08 \text{ m}) * \left(3300.5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)} R_1 \\
&= 0.19 \frac{^\circ C}{W} R_2 = \frac{\ln \ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * L * k_{acero}} R_2 \\
&= \frac{\ln \ln \left(\frac{0.0056 \text{ m}}{0.0031 \text{ m}}\right)}{2 * \pi * (0.08 \text{ m}) * \left(16.3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)} R_2 = 0.07 \frac{^\circ C}{W} R_3 \\
&= \frac{1}{2 * \pi * r_{ext} * L * h_{ext1}} R_3 \\
&= \frac{1}{2 * \pi * (0.0081 \text{ m}) * (0.08 \text{ m}) * \left(11.78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)} R_3 = 29.73 \frac{^\circ C}{W} R_T \\
&= R_1 + R_2 + R_3 \quad (24) R_T = 0.19 \frac{^\circ C}{W} + 0.07 \frac{^\circ C}{W} + 29.73 \frac{^\circ C}{W} R_T \\
&= 29.99 \frac{^\circ C}{W}
\end{aligned}$$

Donde k_{acero} es el coeficiente de conductividad del acero inoxidable, dato extraído de [28], r_{int} es el radio interno del tubo, r_{ext} es el radio externo del tubo, eso en cuanto a los datos de la tubería, mientras que R_1 , R_2 y R_3 son el valor de las resistencias térmicas que se oponen a la conducción [32], las cuales se suman para obtener el valor total de las resistencias R_T . Por último, se retoma la ecuación (25) para hallar la tasa de disipación de calor del tubo, nombrado como $\dot{Q}_{tubo}$.

$$\dot{Q}_{tubo} = \frac{T_i - T_{inf}}{R_T} \quad (25) \dot{Q}_{tubo} = \frac{225.5 \text{ } ^\circ C - 25 \text{ } ^\circ C}{29.99 \frac{^\circ C}{W}} = 6.68 \text{ W}$$

Con la tasa de transferencia de calor calculada, es posible calcular la temperatura superficial del tubo despejando la ecuación (2).

$$A_{tubo} = 2 * \pi * r_{ext} * L A_{tubo} = 2 * \pi * 0.0056 \text{ m} * 0.08 \text{ m} A_{tubo} = 0.0028 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{tubo} &= h_{ext1} * A_{tubo} * (T_s - T_{inf}) \quad (2) T_s = \left(\frac{\dot{Q}_{tubo}}{A_{tubo} * h_{ext1}} \right) + T_{inf} T_s \\
&= \left(\frac{6.68 \text{ W}}{0.0028 \text{ m}^2 * 11.78 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} \right) + 25 \text{ } ^\circ C = 223.79 \text{ } ^\circ C
\end{aligned}$$

Donde A_{tubo} es el área superficial del tubo y T_s es la temperatura en la superficie del tubo.

10.3.2 Coeficiente convectivo de los ventiladores.

Se implementan un par de ventiladores para mejorar el coeficiente convectivo del ambiente, por ende, la tasa de transferencia del dispositivo ha de aumentar. Para hallar el coeficiente convectivo forzado, se desarrollan cálculos con base a los datos proporcionados por la ficha técnica del ventilador seleccionado, como se puede ver en la figura (22).

Figura 22. Ficha técnica ventilador CFM-8038B-150-498.

- 80 x 80 mm frame
- multiple speed options for different cooling needs
- auto restart protection standard on all models
- 12 Vdc and 24 Vdc models available
- dual ball bearing construction





MODEL	input voltage		input current ¹ max (A)	input power ¹ max (W)	rated speed ¹ typ (RPM±10%)	airflow ² (CFM)	static pressure ³ (inch H ₂ O)	noise ⁴ typ (dBA)
	rated (Vdc)	range (Vdc)						
CFM-8038B-130-387	12	10.8~13.2	0.21	2.52	3,000	37.06	0.21	38.7
CFM-8038B-140-449	12	10.8~13.2	0.38	4.56	4,000	49.42	0.37	45.0
CFM-8038B-150-498	12	10.8~13.2	0.57	6.84	5,000	61.77	0.58	49.8
CFM-8038B-230-387	24	21.6~26.4	0.15	3.60	3,000	37.06	0.21	38.7
CFM-8038B-240-449	24	21.6~26.4	0.21	5.04	4,000	49.42	0.37	45.0
CFM-8038B-250-498	24	21.6~26.4	0.45	10.80	5,000	61.77	0.58	49.8

Tomado de [36]

$$D_{Fan} = 0.0715 \text{ m}$$

$$A_{Fan} = \pi * \frac{D_{Fan}^2}{4} = \pi * \frac{(0.0715\text{m})^2}{4} A_{Fan} = 0.004 \text{ m}^2$$

$$\dot{V}_{Fan} = 61.77 \text{ cfm}$$

$$\begin{aligned}
\dot{V}_{Fan} &= 61.77 \frac{ft^3}{min} * \left(\frac{0.3048 m}{1 ft} \right)^3 * \left(\frac{1 min}{60 s} \right) \\
\dot{V}_{Fan} &= 0.029152 \frac{m^3}{s} \\
Vel_{Fan} &= \frac{\dot{V}_{Fan}}{A_{Fan}} \quad (27) \\
Vel_{Fan} &= 7.02 \frac{m}{s}
\end{aligned}$$

La ecuación (27) se utiliza para obtener Vel_{Fan} velocidad del aire debido al uso del ventilador, donde D_{Fan} es el diámetro del ventilador, A_{Fan} es el área del ventilador y $\dot{V}_{Fan}$ es el caudal de aire. Con estos datos, se procede a calcular el número de Reynolds, teniendo en cuenta que ν es la viscosidad cinemática del aire a una temperatura de 25°C y una presión de una atmósfera, dato tomado de [33].

$$\begin{aligned}
\nu &= 1.56 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} \\
Re &= \frac{Vel_{Fan} * D}{\nu} \\
Re &= \frac{7.02 \frac{m}{s} * 0.011 m}{1.56 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 5275.75
\end{aligned}$$

Para el cálculo del número de Nusselt se utiliza la ecuación (28), la cual rige en superficies cilíndricas bajo efectos de convección forzada [16].

$$\begin{aligned}
Pr Pr &= 0.7296 Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0.62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \quad (28) \\
Nu_{cil} &= 0,3 + \frac{0.62 * (5275.75)^{\frac{1}{2}} (0.7296)^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + (0.4/(0.7296))^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{5275.75}{282000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \\
Nu_{cil} &= 38.31
\end{aligned}$$

En la ecuación (28) se aprecia el número de Nusselt Nu_{cil} , además del número de Prandtl Pr a una temperatura de 25°C y una presión de una atmósfera, dato tomado de [33].

Posterior a ello, se retoma la ecuación (18) con el objetivo de hallar el coeficiente convectivo h_{ext2} producido por el ventilador.

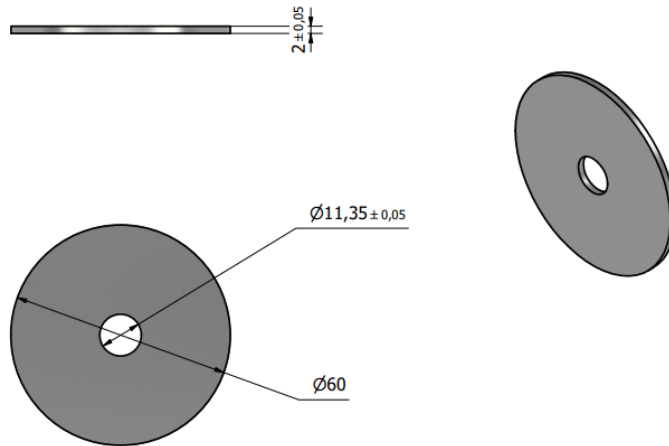
$$k_{aire} = 0.025 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} D = 0.011 m$$

$$h_{ext2} = \frac{Nu_{cil} * k_{aire}}{D} \quad (18) h_{ext2} = \frac{38.31 * 0.025 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0.011 m} = 86.12 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

10.3.3 Cálculo de disipación de calor de las aletas.

Se añade y se calcula las aletas circulares en material de acero inoxidable para aumentar el área de transferencia de calor del dispositivo y después hacer el contraste del calor disipado con y sin aletas. Para el cálculo de las aletas se dispone de los datos de la figura (23), además de las respectivas ecuaciones para el cálculo de aletas circulares de perfil rectangular [33].

Figura 23. Medidas de las aletas en mm.



Fuente: Autores.

Tabla 11. Datos de entrada para el cálculo de las aletas.

h (W/m ² .°C)	r_2 (m)	r_1 (m)	t (m)	k (W/m.°C)
86.12	0.03	0.0056	0.002	16.3

Fuente: Autores

De la tabla (11) se observa r_2 que es el radio externo de la aleta, r_1 que es el radio interno de la aleta, y a su vez, es el mismo radio externo del tubo r_{ext} , y t es el espesor de la aleta.

$$m = \sqrt{2h/ktm} = \sqrt{\frac{2 \left(86.12 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)}{\left(16.3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right) * (0.002 m)}} = 78.68 m^{-1}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} = 0.03 m + \frac{0.002 m}{2}$$

$$r_{2c} = 0.031 m$$

$$A_{aleta} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) = 2\pi((0.031 m)^2 - (0.0056 m)^2) A_{aleta} = 0.0058 m^2$$

Donde A_{aleta} es el área de una aleta y r_{2c} es el radio crítico de esta.

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2} = \frac{(2 * 0.0056 m)/78.68 m^{-1}}{(0.031 m)^2 - (0.0056 m)^2} C_2 = 0.17$$

$$\eta_{aleta} = C_2 \frac{K_1(mr_1)l_1(mr_{2c}) - l_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{l_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)l_1(mr_{2c})} \quad (29)$$

Tabla 12. Coeficientes para el cálculo de eficiencia de la aleta.

K1 (mr1)	I1 (mr2c)	I1 (mr1)	K1 (mr2c)
2.1046	2.0100	0.2107	0.1008
I0 (mr1)	K1 (mr2c)	K0 (mr1)	I1 (mr2c)
1.0430	0.1008	1.0877	2.0100

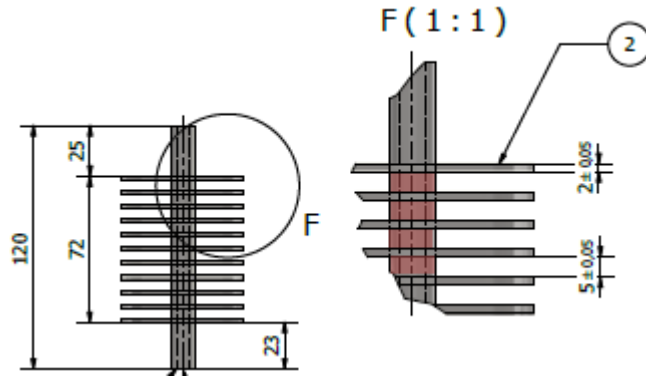
Fuente: Autores.

$$\eta_{aleta} = 0.3088$$

Para el cálculo de la eficiencia de la aleta η_{aleta} se contó con el software de Excel para obtener el valor de los distintos coeficientes de la ecuación (29), ilustrados en la Tabla (12).

A continuación, se resuelven varias medidas de las aletas diseñadas, para así poder calcular el calor disipado por todas ellas. A través de la longitud del tubo y una distancia entre aletas asumida, se procede a calcular el número de aletas en el diseño.

Figura 24. Plano detalle del conjunto de tubo y aletas en mm.



Fuente: Autores.

$$s = 0.005 m \#aletas = \frac{L}{s + t} = \frac{0.08 m}{0.005 m + 0.002 m}$$

$$\#aletas = 11.42 A_{TA} = A_{aleta} * \#aletas A_{TA} = 0.0058 m^2 * 11 = 0.064 m^2$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_A &= \eta_{aleta} * A_{TA} * h_{ext2} * (T_s - T_{inf}) \quad (30) \dot{Q}_A \\ &= (0.3088) * (0.064 m^2) * \left(86.12 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \right) * (223.79 ^\circ C - 25 ^\circ C) \dot{Q}_A \\ &= 339.37 W \end{aligned}$$

Donde s es la distancia entre aletas, $\#aletas$ es la cantidad de aletas en la superficie del tubo y A_{TA} es el área total de todo el conjunto de aletas. Con los datos anteriores es posible resolver la ecuación (30) para hallar la tasa de transferencia de calor del conjunto de aletas $\dot{Q}_A$.

En este punto, cabe aclarar que no se determina un número de aletas en base a la cantidad de energía a disipar requerida por el diseño. Añadir más área superficial al diseño propuesto ayudaría a una mejor transferencia de calor hacia el ambiente, pero haría más robusto al diseño propuesto, al punto de salirse del parámetro de diseño previamente establecido acerca del dimensionamiento permitido para los dispositivos.

10.3.4 Transferencia de calor del dispositivo mejorado

Se procede a realizar los cálculos de transferencia de calor del dispositivo mejorado (con ventiladores y aletas). Se resuelven varias medidas de la parte de la tubería que queda descubierta y no tapada por las superficies extendidas, esto se visualiza mejor en la figura (24) en las zonas resaltadas en color rojo, para así poder calcular el calor disipado por el tubo y sumarlo a lo obtenido por los cálculos de las aletas.

$$\begin{aligned}
L_{SA} &= \frac{L * s}{s + t} = \frac{0.08 \text{ m} * 0.005 \text{ m}}{0.005 \text{ m} + 0.002 \text{ m}} L_{SA} = 0.057 \text{ m} \\
A_{SA} &= 2 * \pi * r_{ext} * L_{SA} A_{SA} = 2 * \pi * 0.0056 \text{ m} * 0.057 \text{ m} A_{SA} = 0.002 \text{ m}^2 \\
\dot{Q}_{SA} &= A_{SA} * h_{ext2} * (T_s - T_{inf}) \quad (2) \dot{Q}_{SA} \\
&= (0.002 \text{ m}^2) * \left(86.12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right) * (223.79 ^\circ\text{C} - 25 ^\circ\text{C}) \dot{Q}_{SA} \\
&= 34.88 \text{ W}
\end{aligned}$$

Donde L_{SA} es la longitud no cubierta por aletas de la tubería, A_{SA} es el área superficial del tubo donde no hay aletas. Con los datos anteriores se retoma la ecuación (2) para hallar la tasa de transferencia de calor del tubo $\dot{Q}_{SA}$. Se hace sumatoria de las dos tasas de transferencia de calor para obtener una total del dispositivo $\dot{Q}_T$.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_A + \dot{Q}_{SA} = 339.37 \text{ W} + 34.88 \text{ W} \dot{Q}_T = 374.26 \text{ W}$$

10.3.5 Coeficiente global de transferencia

Para calcular el valor verdadero de la tasa de transferencia de calor, se debe hallar un coeficiente global de transferencia de calor U , el cual es un coeficiente corregido, comúnmente usado en intercambiadores de calor [16]; además, calcular el calor disipado por radiación. Por medio de la ecuación (31) se calcula U .

$$\begin{aligned}
U &= \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext2}}} \quad (31) \\
U &= \frac{1}{\frac{1}{3300.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}} + \frac{1}{86.12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}}} = 83.93 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}
\end{aligned}$$

El libro de Transferencia de calor de Cengel, en el capítulo 11 [33] sugiere que el área total de transferencia de calor sea:

$$A_s = A_{SA} + A_{total \text{ aletas}} \quad (32)$$

En donde el área total de las aletas está dada por:

$$\begin{aligned}
A_{total \text{ aletas}} &= \eta_{aleta} * A_{TA} \\
A_{total \text{ aletas}} &= 0.3088 * 0.064 \text{ m}^2 = 0.019 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

Entonces se retoma la ecuación (32), donde A_s es el área total de transferencia de calor:

$$A_s = 0.002 \text{ m}^2 + 0.019 \text{ m}^2 A_s = 0.021 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_U &= UA_s(T_s - T_{inf}) \quad (2) \dot{Q}_U \\ &= \left(83.93 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}\right) * (0.021 \text{ m}^2)(223.79 ^\circ C - 25 ^\circ C) \\ \dot{Q}_U &= 364.74 \text{ W} \end{aligned}$$

Se retoma la ecuación (2) con el coeficiente corregido y se obtiene la tasa de transferencia de calor del dispositivo $\dot{Q}_U$.

10.3.6 Radiación

Para el calor disipado por radiación se retoma la ecuación (3), donde ε_{acero} es la emisividad del acero inoxidable [37].

$$\begin{aligned} \varepsilon_{acero} &= 0.15 \\ \sigma &= 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} A = A_{SA} + A_{TA} A = 0.002 \text{ m}^2 + 0.064 \text{ m}^2 = 0.066 \text{ m}^2 \\ \dot{Q}_{RAD} &= \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{inf}^4) \quad (3) \\ \dot{Q}_{RAD} &= (0.15) * \left(5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}\right) * (0.066 \text{ m}^2) * \left[((223.79 + 273.15)K)^4 - ((25 + 273.15)K)^4 \right] \\ \dot{Q}_{RAD} &= 29.9 \text{ W} \end{aligned}$$

10.3.7 Transferencia de calor total

Ya obtenidos los anteriores datos, se suman ambas tasas de transferencia para obtener un total $\dot{Q}_{Total}$.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Total} &= \dot{Q}_{RAD} + \dot{Q}_U \\ \dot{Q}_{Total} &= 394.64 \text{ W} \end{aligned}$$

10.3.8 Cálculo de tiempo y desempeño del dispositivo.

A continuación, se usan relaciones entre las tasas de calor obtenidas y el calor requerido por el sistema, para obtener el tiempo que tarda el dispositivo en disipar el calor y su desempeño.

$$t = \frac{Q_T}{\dot{Q}_T} = \frac{5.68 * 1000 \text{ J}}{362.58 \text{ W}} t = 14.4 \text{ seg}$$

Adicionalmente este tiempo lo multiplicamos por un factor de seguridad de un 20% por lo que el Tiempo final es:

$$t = 14.4 \text{ seg} * 20 \%$$

$$t = 17,28 \text{ Seg}$$

$$\text{Desempeño} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{tubo}} = \frac{394.64 \text{ W}}{6.68 \text{ W}} \text{ Desempeño} = 59.03$$

Donde t es el tiempo que tarda el dispositivo en ejecutar el trabajo propuesto y el desempeño es la mejora de la capacidad de disipar calor del dispositivo con las mejoras como aletas y ventiladores, comparado con el diseño del tubo, para este caso el desempeño indica una mejora de un poco más de 59 veces la capacidad de disipación de calor.

10.4 Funcionamiento del dispositivo con respecto al tiempo

Cabe hacer un paréntesis en este punto para aclarar el correcto funcionamiento del dispositivo, de acuerdo a los resultados de los cálculos anteriormente obtenidos con respecto al tiempo. Para que este dispositivo logré disipar de manera correcta el calor necesario para llevar al fluido a la temperatura establecida, se requiere hacer una instalación de un par de válvulas hidráulicas que funcionen como compuertas abiertas o cerradas. La idea será que, al momento de ingresar el fluido dentro del dispositivo, la válvula situada a la salida del dispositivo se encuentre cerrada durante el tiempo propuesto para que este dispositivo disipe el calor requerido. Una vez transcurrido el tiempo indicado, se procede a abrir dicha válvula para permitir el paso del fluido hacia el manómetro.

10.5 Pérdida de presión

Para la calcular la perdida de presión se basará en la ecuación de energía (33).

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{Pérdida} - h_{Bomba} + h_{Turbina} \quad (33)$$

Donde γ es el peso específico del fluido, V es la velocidad que lleva el fluido, P es la presión, g es la aceleración gravitacional, z es la altura a la que se encuentra el fluido, $h_{Pérdida}$ son las pérdidas de presión en tuberías, h_{Bomba} son las ganancias de presión debido a una bomba que mueva el fluido y $h_{Turbina}$ son las pérdidas de presión por efecto de una turbina. En esta ecuación, se analizan dos puntos en específico (1 y 2), uno a la entrada del dispositivo y el otro a la salida de este. Por medio de la presente ecuación se

realiza el cálculo de pérdidas de presión [3].

La pérdida de presión y la pérdida de carga para todos los tipos de flujos internos (laminar o turbulento, en tuberías circulares o no-circulares, superficies lisas o rugosas) se expresan de la siguiente manera [3].

$$h_{p\acute{e}rdida} = \left(f \frac{L}{d} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (34)$$

Donde f es el coeficiente de fricción para las condiciones dadas por el contacto entre el fluido y la tubería, $\frac{L}{d}$ es la longitud equivalente de la tubería, K_L es el coeficiente de resistencia.

$$Re = 1.53 * 10^5 f = (0.79Re) - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 * 10^6$$

$$f = (0.79(1.53 * 10^5) - 1.64)^{-2} = 0.0164$$

El libro de Transferencia de calor nos dice que el coeficiente de fricción se puede hallar bajo la relación anteriormente observada para los rangos de valor del número de Reynolds [16].

$$L = 0.08 \text{ m}$$

$$d = 0.006 \text{ m}$$

$$\frac{L}{d} = \frac{0.08 \text{ m}}{0.006 \text{ m}} = 12.6$$

$$\Delta z = 0,12 \text{ m}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \gamma = g * \rho_1$$

$$\gamma = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 13.51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 132.57 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Con los datos anteriores se procede a adecuar la ecuación (33) en base al caso de trabajo. A lo cual se tiene que la velocidad en el punto 1 es igual al punto 2, por lo tanto, se cancelan, además no hay bombas ni turbinas en el sistema, es por ello que estos términos se van directo a un valor cero; además, no hay ningún factor de resistencia presente en los cálculos de pérdidas de tubería. Se simplifica la ecuación y se despeja el delta de presiones, para quedar expresada de la siguiente manera.

$$\Delta P = \gamma * (\Delta z + h_{p\acute{e}rdida})$$

$$h_{p\acute{e}rdida} = f \frac{L}{d} \frac{Vel^2}{2g}$$

$$\Delta P = 132.57 \frac{N}{m^3} * \left(0,12 m + (0.0164) * (12.6) * \frac{(30.48 m/s)^2}{2 * \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} \right)$$

$$\Delta P = 1313.86 Pa = 0.013 bar$$

$$P_1 = 25.8 bar$$

$$P_2 = 25.78 bar$$

Donde Δz es la diferencia de alturas y ΔP es la diferencia de presiones a la entrada y salida del dispositivo.

10.6 Esfuerzo de costilla y esfuerzo longitudinal

Se procede a hallar los esfuerzos de costilla y longitudinal, con el fin de acatar parámetro de ingeniería establecido, el cual dice que el dispositivo debe soportar presiones de 25.8 bar a nivel interno.

Primero se resuelve el esfuerzo de costilla con la siguiente ecuación (35) tomada de [41].

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} \quad (35) p = 2580 kPa r = 0.0031 m t = 0.005 m \sigma_1$$

$$= \frac{(2580 kPa)(0.0031 m)}{0.005 m} \sigma_1 = 1638.3 kPa$$

Donde σ_1 es el esfuerzo de costilla soportado por el dispositivo, p es la presión manométrica del fluido dentro del dispositivo, r es el radio interno del tubo del dispositivo y t es el espesor de pared del tubo.

Una vez obtenido el esfuerzo de costilla se puede hallar el esfuerzo longitudinal con la ecuación (36) tomada de [41].

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_1}{2} \quad (36) \sigma_2 = \frac{1638.3 kPa}{2} = 819.15 kPa$$

Donde σ_2 es el esfuerzo longitudinal, el cual se observa que es la mitad de el esfuerzo de costilla.

Una vez se obtienen estos datos, se comparan con el esfuerzo último a la tensión del material acero inoxidable, el cual es 482.63 MPa. Al ser ambos esfuerzos menores que el esfuerzo último a tensión, se confirma que es capaz de soportar la presión establecida por el parámetro de ingeniería.

11. SISTEMA DE ACOPLE

Independiente de la alternativa seleccionada, todos los dispositivos tendrían una conexión roscada definida en la NTC 1420 y por tanto dicho criterio no se tuvo en cuenta. Para el caso particular se proyecta unión roscada tipo G en función del diámetro y el calibre de la tubería a conectar.

12. COSTOS DE MANUFACTURA DEL DISPOSITIVO

El costo de manufactura y el precio del diseño IV se obtiene gracias las cotizaciones realizadas en la zona de Ricaurte en Bogotá, lugar considerado como zona industrial. Allí se cotiza el precio del material y la mano de obra, dando así los siguientes resultados:

- Materia prima = Acero Inox 304 de 3" de diámetro a \$90.000 COP por 10 cm
- Lamina de acero 1/8" 200x200 mm = \$60.000 COP
- Aletas \$5.000 COP cada una
- Ventiladores: \$30.000 COP
- Mano de obra \$200.000 COP
- Total: \$435.000 COP

Con base al costo de manufactura del diseño IV, se procede a hacer una comparativa con el precio del dispositivo Multivariable flow meter con la siguiente ecuación (37)

$$Dism = \left(\frac{Cm - Cd}{Cm} \right) * 100 \quad (37)$$
$$Dism = \left(\frac{\$13'800.000 \text{ COP} - \$435.000 \text{ COP}}{\$13'800.000 \text{ COP}} \right) * 100 = 96.88\%$$

De la anterior ecuación (37) se obtiene que la disminución de costos ofrecida por el diseño IV es de 96.88% en comparación con el costo de un dispositivo Multivariable flow meter. Donde *Dism* es la disminución de los costos, *Cm* es el costo de un dispositivo Multivariable flow meter y *Cd* es el costo de manufactura del diseño IV.

13. SIMULACIÓN EN ANSYS FLUENT

Se realizará por medio del software ANSYS una simulación del diseño 4, con el objetivo de validar su correcto funcionamiento en cuanto a la disminución de temperatura, partiendo desde una temperatura en el fluido de 225°C. Para efectos de esta simulación se plantea un modelo en el cual sólo se considera la conducción y la convección, para simplificación del modelo y reducción de costos computacionales.

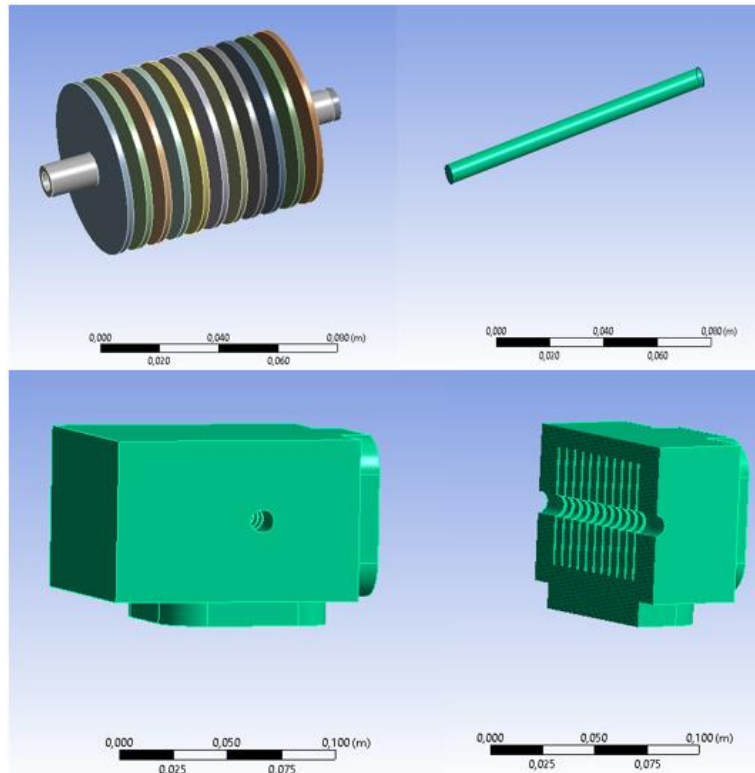
Esta simulación representa el momento exacto en el cual el fluido ingresa al dispositivo, y la válvula que conecta al dispositivo con el manómetro se encuentra cerrada, con el fin de evitar el paso del fluido, mientras que este reduce su temperatura, y evitar así, el ingreso del fluido a altas temperaturas hacia el manómetro. Para ello, se establece una configuración para el enmallado, ya que el diseño interactúa con dos volúmenes de control diferentes. Después se establece la configuración que ANSYS tomará para poder realizar la simulación; esta configuración permite relacionar los parámetros de diseño y de ingeniería para que el software ejecute una solución.

Para la simulación en ANSYS se utilizó el análisis de sistemas Fluid Flow (Fluent), el cual permite hacer análisis de transferencia de calor, hacer estudios acerca de fluidos en estado transitorio y se ajusta al modelo que se desea simular para este trabajo de grado.

13.1 Dominio del diseño en ANSYS

Configuración de geometría: Para la configuración de la geometría, se necesita dos cuerpos o dos sólidos más, los cuales corresponden al vapor al interior del dispositivo y al aire que circula alrededor del dispositivo. Esto se explica de forma detallada en la figura (25).

Figura 25. Dominios de la simulación.



Fuente: Autores.

En la figura (25) se observan los dominios de la simulación, en la parte superior izquierda se observa el dominio sólido conformado por el cuerpo del dispositivo (tubo, aletas y una tapa acoplada al final del tubo con el fin de simular una válvula cerrada para evitar que el vapor salga; el vapor solo saldrá una vez alcancé la temperatura establecida). En la parte superior derecha se observa el dominio fluido, que representará al vapor alojado al interior del dispositivo, este dominio se obtiene a través de la extracción del volumen interno del tubo del dispositivo. Mientras que, en la parte inferior izquierda, se observa el dominio fluido que representará al aire circulando alrededor del dispositivo, y en la parte inferior derecha, el mismo dominio con un plano de corte que permite detallar de mejor manera, el interior de éste; este dominio se obtiene a través de la extracción del volumen interno de la caja que contiene al dispositivo.

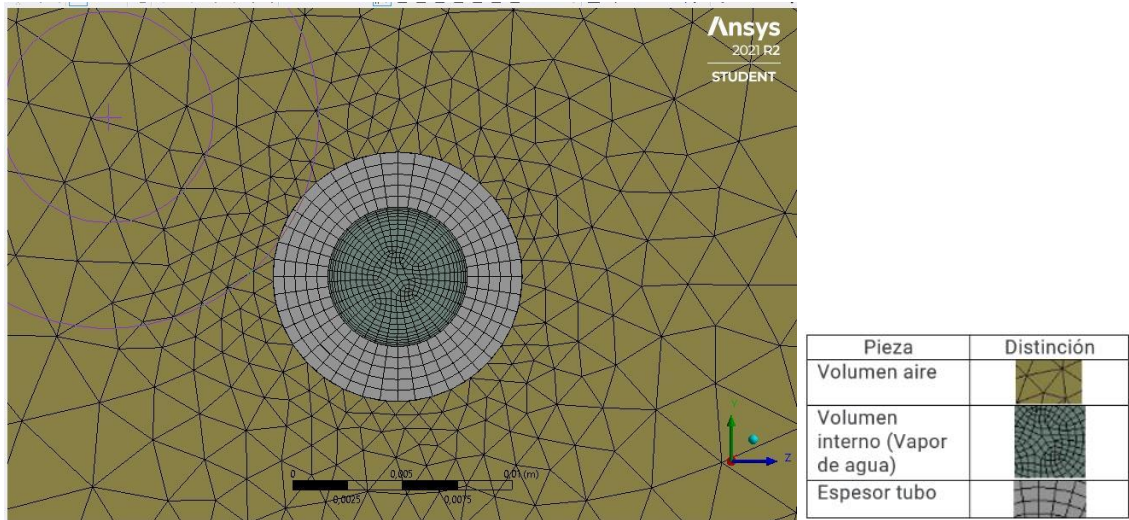
Configuración del enmallado: En el enmallado se tuvo en cuenta los siguientes métodos[38]:

- Face sizing: Controla y afecta el tamaño de los elementos en la cara y las entidades topológicas inferiores, por lo que se utiliza para pulir los bordes de contornos.
- Face meshing: Controla el número de divisiones de elementos entre dos bordes de una superficie.
- Inflation: La inflación es útil para la resolución de la capa límite en CFD, por lo que se decide hacer hincapié en los contactos entre el dominio fluido del vapor y

el dominio sólido del dispositivo, y los contactos entre el dominio fluido del aire con el dominio sólido del dispositivo.

- **Body Sizing:** Controla el tamaño y afecta a los elementos del cuerpo y a las entidades topológicas inferiores a él, por lo que se decide aumentar el enmallado en las aletas debido al contado con el aire, dejando un tamaño de 2 mm por elemento.
- **Path conforming method:** Es un método de mallado en el que se respetan todas las caras y sus límites (aristas y vértices) dentro de una tolerancia muy pequeña para una parte dada. La malla generada se utiliza para superar las dificultades con características pequeñas y geometrías sucias. En este caso se utiliza para refinar el volumen del dominio del aire ya que dispone de varias caras y geometrías curvadas.

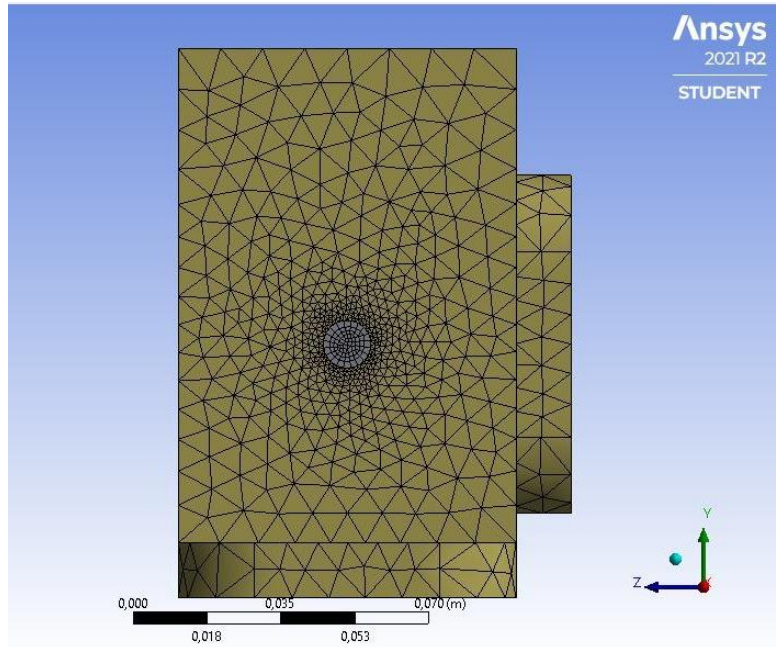
Figura 26. Enmallado en las caras transversales de los dominios.



Fuente: Autores.

En la figura (26) se puede observar dichos métodos mencionados anteriormente. En la capa de color verde, se observa el volumen interno el cual es el dominio fluido del vapor; para este volumen se configuró un “inflation” para establecer una mejor zona para la capa límite del vapor en contacto con la superficie interna del tubo. También se aplican “Face sizing”, esto para mejorar las interfaces entre los dominios fluidos del aire y el vapor en contacto con el dominio sólido del dispositivo. Se aplica “Face meshing” para controlar el número de divisiones en la cara transversal del tubo, desde su radio interior hasta el radio exterior, y “Body sizing” para controlar el tamaño de los elementos en el dominio del aire como se muestra en la figura (27) donde se enseña más a detalle dicho dominio.

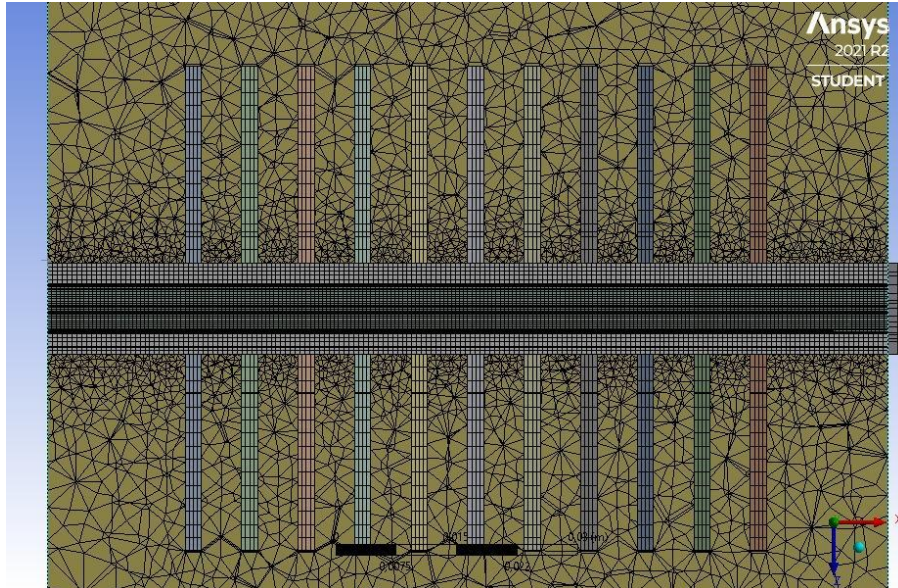
Figura 27. Vista general del dominio fluido aire.



Fuente: Autores.

El enmallado se realiza bajo el criterio de mejorar las partes del diseño CAD donde hay transferencia de calor, como, por ejemplo, el volumen del dominio interno (agua), el contorno del diseño (Aletas y tubo) tanto interno como externo y el volumen del dominio exterior (aire). En la figura (28) se muestra a detalle como a nivel interior, donde ocurre el primer contacto por transferencia de calor, se establece una mejor malla para el volumen interno, seguido del enmallado para el volumen solido del diseño CAD, y finalmente, se tiene el enmallado de las aletas y del volumen del aire, el método de “Face sizing” se utilizó para mejorar la interfaz de estos dominios.

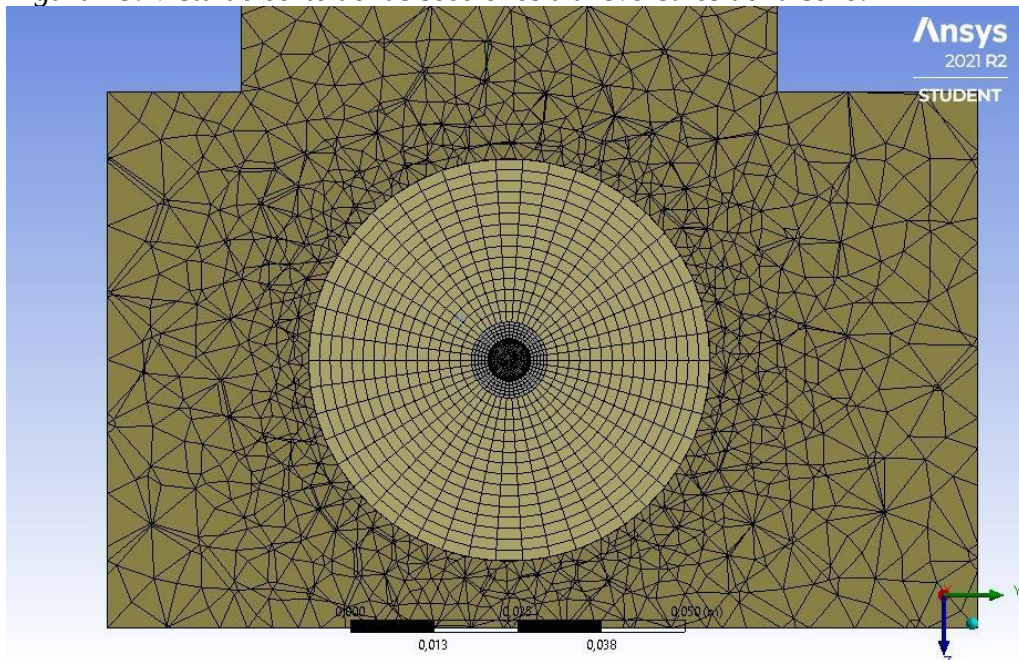
Figura 28. Vista de corte del diseño a simular.



Fuente: Autores.

A continuación, en la figura (29) se puede observar cómo se aplica el método de “face meshing” el cual permite controlar el número de divisiones entre el radio interno y el radio externo de cada aleta.

Figura 29. Vista de corte de las secciones transversales del diseño.



Fuente: Autores.

Por medio de la tabla (13) que proporciona post procesador de fluent, se puede observar la cantidad de elementos y nodos por cada dominio del modelo.

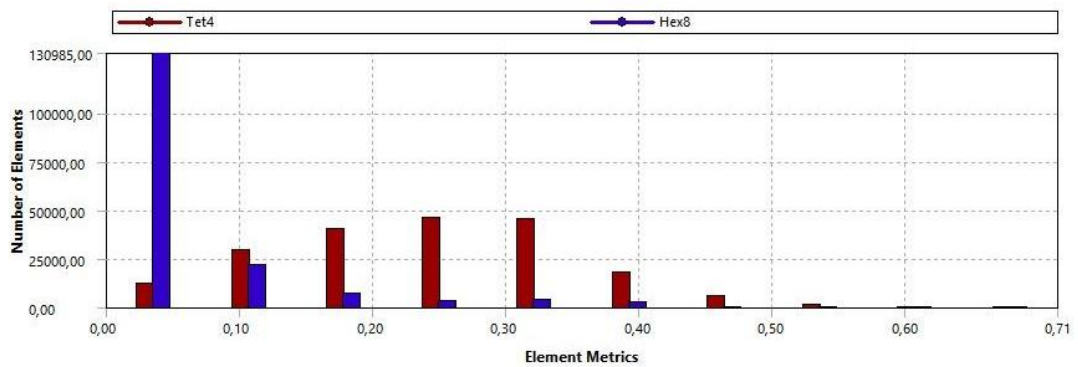
Tabla 13. Cantidad de nodos y elementos por dominio.

Domain	Nodes	Elements
agua	106381	102544
aire	41308	198062
aletas	40480	30360
tapa	270	162
tubo	45936	38060
All Domains	234375	369188

Fuente: Autores.

Finalmente, la calidad de la malla se rige por elementos que, al ser generados, repercuten negativamente en la calidad de los resultados, por lo que se asegura tener un Skewness < 0.8 y una calidad ortogonal > 0.2 , como se evidencia en las siguientes imágenes:

Diagrama 1. Cantidad de elementos hexaédricos y tetraédricos y su valor de skewness.



Fuente: Autores.

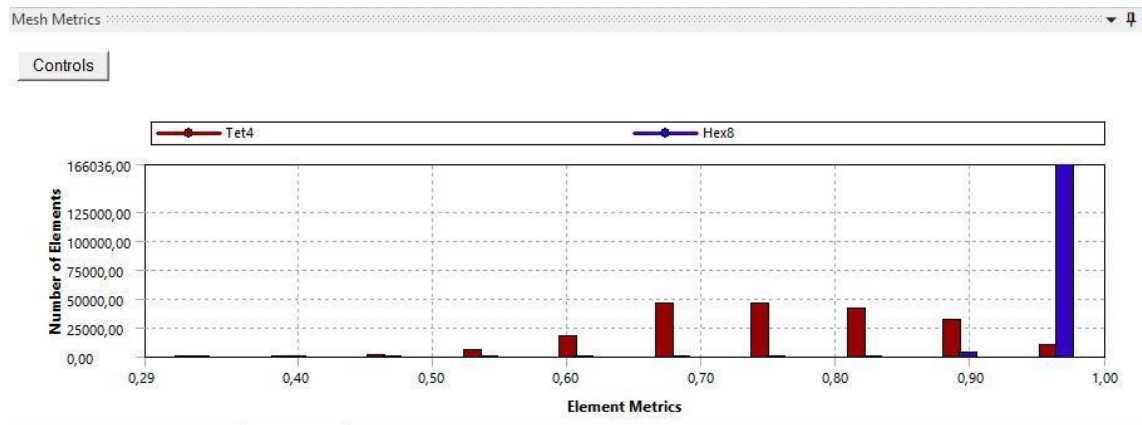
Tabla 14. Calidad de la malla con métrica de enmallado skewness

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
☐ Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	2,8778e-005
☐ Max	0,71477
☐ Average	0,16426
☐ Standard Deviation	0,12185

Fuente: Autores.

En el diagrama (1) se observa la gráfica de número de elementos vs Elementos métricas de la calidad Skewness, y en la tabla (14) se puede ver que el valor máximo que alcanzo a tomar fue de 0.7.

Diagrama 2. Cantidad de elementos hexaédricos y tetraédricos y su valor de calidad ortogonal.



Fuente: Autores.

Tabla 15. Calidad de la malla con métrica de calidad ortogonal.

Details of "Mesh"	
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0,28523
Max	0,99997
Average	0,86641
Standard Deviation	0,14009

Fuente: Autores.

En el diagrama (2) se observa la gráfica de número de elementos vs métricas de la calidad ortogonal, y en la tabla (15) se observa que el valor mínimo que tomó fue de 0.285.

Nombrar las superficies: el nombramiento de las caras, líneas, o puntos de intercepción son necesarios para tener una buena configuración y evitar errores en la parte del set up del ANSYS fluent, por ende, se recomienda como una buena práctica.

13.2 Parámetros de simulación en ANSYS

ANSYS Fluent resuelve la ecuación de energía de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla * (\vec{V}(\rho E * p)) = \nabla * \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + \left(\underline{\tau}_{eff} * \vec{V} \right) \right) + S_h \quad (38)$$

Donde k_{eff} es la conductividad efectiva ($k + k_t$, donde k_t es la conductividad térmica turbulenta, definida según el modelo de turbulencia que se utilice) y $\vec{J}_j$ es el flujo de difusión de los materiales j . Los primeros tres términos del lado derecho de la ecuación representan la transferencia de energía debido a la conducción, la difusión y disipación viscosa.

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (39)$$

donde la entalpía sensible h se define para gases ideales.

$$h = \sum_j Y_j h_j \quad (40)$$

y para flujos incompresibles

$$h = \sum_j Y_j h_j + \frac{p}{\rho} \quad (41)$$

en la ecuación (40) y en la ecuación (41), Y_j es la fracción de masa de J y

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (42)$$

El valor utilizado para T_{ref} en el cálculo de la entalpía sensible depende del solucionador y los modelos en uso, Para el solucionador basado en la presión T_{ref} es 298,15 K, excepto para los modelos PDF en cuyo caso T_{ref} es una entrada definida por usuario.

A continuación, se describen los parámetros establecidos en el set up, que se consideraron para poder realizar la simulación en ANSYS fluent.

-General: La primera configuración inicial se hace en el apartado de “General”, el cual permite establecer varias configuraciones iniciales como lo son:

- Solver-Type: Contiene controles relacionados con la configuración del tipo de solucionador, en donde por defecto se eligió “Pressure.Based” el cual habilita el algoritmo de solución de Navier-Stokes basado en la presión.
- Velocity Formulation: Se elige “Absolute” ya que permite el uso de la formulación de velocidad absoluta, que también está por defecto.
- Time: El régimen que se elige es “transitorio”.

-Modelos: Existen distintos modelos para considerar en la simulación, en este caso se elige el modelo de energía, ya que es el que se acopla a este diseño.

-Materiales: Se establecen dos tipos de materiales, los sólidos y los fluidos. En los sólidos se establece acero inoxidable y en fluidos se establecen dos materiales: aire a temperatura ambiente y vapor de agua.

-Condiciones de la zona: Las condiciones de la zona son un componente crítico para la simulación en ANSYS Fluent y es importante que se especifiquen adecuadamente, en este apartado se configura los materiales para los dominios o sólidos del diseño CAD, bien sea acero, aire, o vapor de agua. En la tabla (16) se puede observar el arreglo de los dominios para definir si es sólido o fluido.

Tabla 16. Dominios y su clasificación por tipo.

Domain - agua	
Type	FLUID
Location	agua
Domain - aire	
Type	FLUID
Location	aire
Domain - aletas	
Type	FLUID
Location	aletas
Domain - tapa	
Type	FLUID
Location	tapa
Domain - tubo	
Type	FLUID
Location	tubo

Fuente: Autores.

A partir de la anterior tabla (16), se aclara que los dominios aletas, tubo y tapa se les asigna el material de acero, al dominio de agua le es asignado el material vapor de agua, y al dominio del aire, como su nombre lo dice, le es asignado el material aire.

-Condiciones de borde: Las condiciones de borde permiten establecer el tipo de límite y configurar otros aspectos como temperatura, velocidad, flujo de calor, radiación entre otros, esto por cada elemento, pared, arista o punto. Para este caso, se configura la entrada de vapor en uno de los extremos del dominio fluido de vapor de agua a una velocidad de 30 m/s y 498 K que es igual a 225 °C, y se configura la velocidad de entrada de aire de ambos ventiladores a 7 m/s a 294 K, y la superficie por donde el aire sale se configura la opción “outflow” que indica que por ahí saldrá el aire. Por otro lado, en las opciones de interfaz, todas las interfaces tienen activada la opción de “coupled wall” y “matching”.

Solución:

-Método: SIMPLEC mejorará la convergencia solo si está limitada por el acoplamiento de presión-velocidad. A menudo será uno de los parámetros de modelado adicionales que limita la convergencia; en este caso, SIMPLE y SIMPLEC darán tasas de convergencia similares. El método SIMPLEC (SIMPLE-Consistent), posee una propiedad llamada “under-relaxation” es una propiedad que se puede aplicar a diferencia del SIMPLE. Y esta hace que el SIMPLEC se utilice para problemas relativamente sencillos, en los que la convergencia está limitada por el acoplamiento presión-velocidad, a menudo se puede obtener una solución convergente más rápidamente utilizando este método (SIMPLEC)[39].

-Residuos: Los residuos permite configurar herramientas para monitorear la convergencia de la solución, por lo que se estableció un de 1e-04 para todas las curvas, exceptuando el valor de 1e-06 para la continuidad, para así asegurar una mejor solución.

-Inicialización: Permite definir valores para las variables de flujo e inicializar el campo de flujo a estos valores, en este caso se decidió inicializar en la entrada del vapor.

-Ejecución de cálculos: Finalmente, esta última opción permite iniciar las iteraciones del solucionador. La configuración que se estableció fue la siguiente.

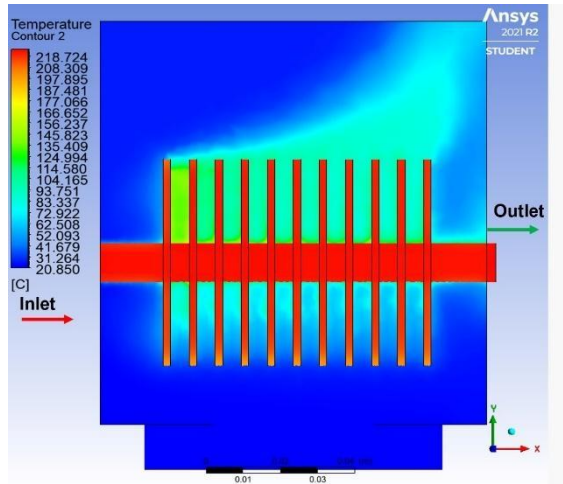
- Número de time steps: 500
- Tamaño de time step (s): 0.06
- Máximo de iteraciones por time step: 10

Esta configuración permite una simulación de 30 segundos, lo cual permite ver el comportamiento de la temperatura de fluido más allá del tiempo arrojado por los cálculos.

13.3 Análisis de resultados

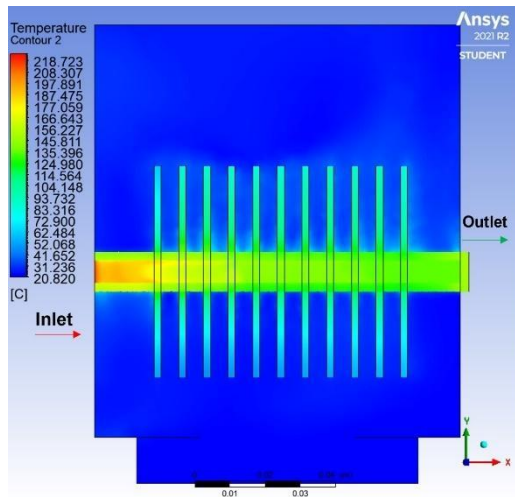
Los resultados se presentarán a partir de imágenes seleccionadas de la simulación.

Figura 30. Perfil de temperaturas del dispositivo a los 0.6 segundos



Fuente: Autores.

Figura 31. Perfil de temperaturas del dispositivo a los 17.4 segundos



Fuente: Autores.

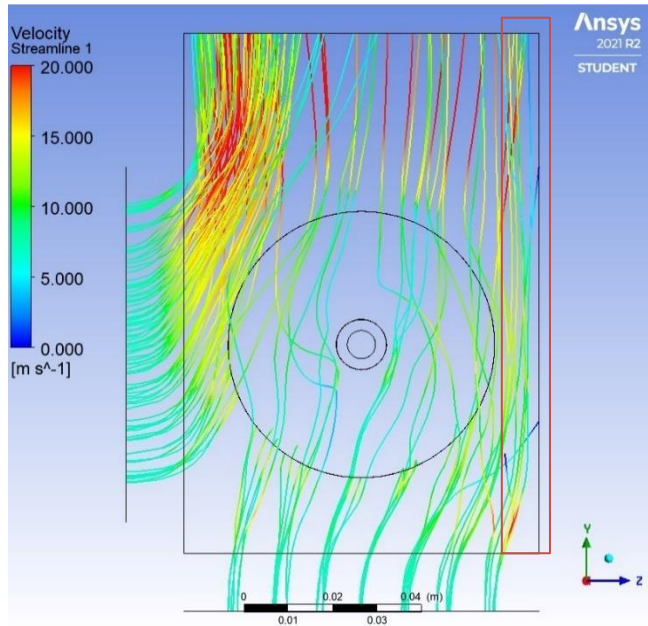
En la figura (30) se puede apreciar el perfil de temperaturas del dispositivo a los 0.6 segundos, el vapor recién ingresa en este, donde se puede notar que el dispositivo está a muy altas temperaturas; y en la figura (31) se observa el mismo perfil de temperaturas, pero transcurridos 17.4 segundos después de haber ingresado el fluido al dispositivo; en ambas figuras se puede apreciar la considerable disminución de la temperatura en todos los dominios del sistema.

Los cambios de temperatura que se observan en la figura (31) suceden gracias a las configuraciones que se realizaron en el Set up de ANSYS fluent teniendo en cuenta que se trata de un caso transitorio y donde también se considera la conducción y convección forzada. En la figura (30), se considera una temperatura de 225°C para el vapor de agua. Gracias a la convección producida por el contacto entre el vapor con el acero inoxidable y a la conducción por todo el diseño IV, podemos obtener los perfiles de temperaturas en el tiempo calculado (17.4 s). Además, se puede observar que alrededor del diseño IV se forma una zona de color azul aguamarina, en esta zona se evidencia cómo se comporta la temperatura disipada por el diseño IV y a su vez como el flujo generado por los ventiladores, remueve el calor emanado por el diseño IV, formando así una estela de calor.

En la figura (31) el tiempo simulado es de 17,4 segundos (tiempo que el diseño IV se toma para decaer hasta los 50°C según los cálculos teóricos), se puede observar como al cabo de ese tiempo, el perfil de temperaturas alrededor del diseño IV ha descendido considerablemente, y los resultados de la simulación muestran que ha descendido hasta 148°C aproximadamente.

También se puede apreciar que el volumen de fluido que ingresa al manómetro está a una menor temperatura (Parte final del dispositivo u Outlet), con respecto a la entrada del vapor “Inlet”, como se observa en la figura (31). Gracias a que los manómetros convencionales contienen un Tubo tipo Bourdon (el cual se expande cuando se ingresa el vapor[4]), el volumen ingresado al manómetro será el mismo que se encuentra en la parte final del diseño IV (“Outlet”); por ende, el volumen que ingresa al manómetro, es la zona más verde o es la zona menos “caliente”, lo que significa que se garantiza el ingreso de fluido a menor valor de temperatura hacia el manómetro una vez abierta la compuerta “outlet”.

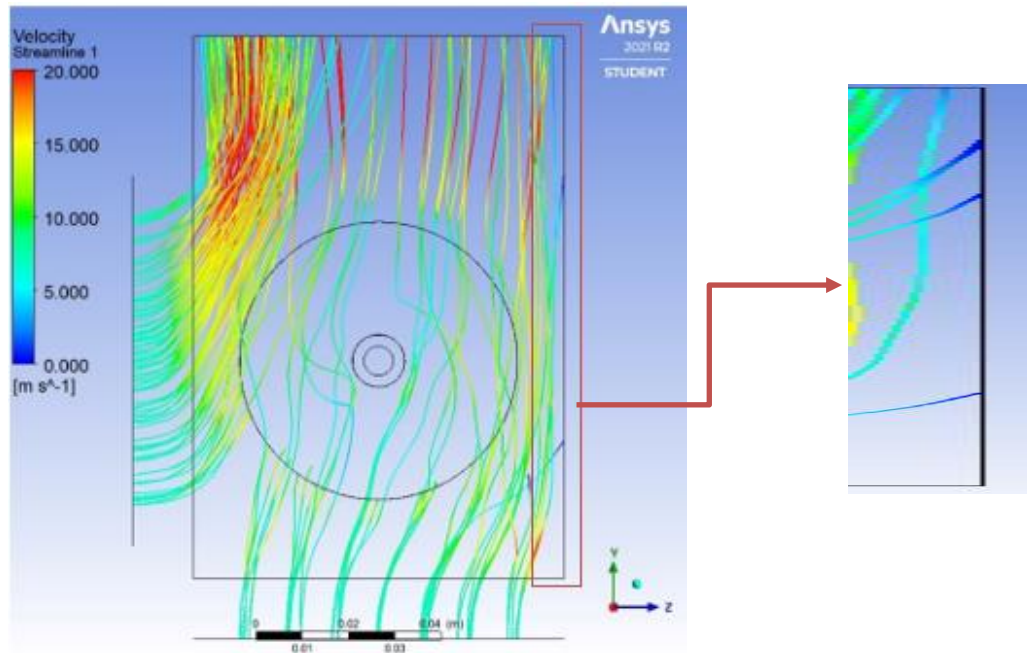
Figura 32. Velocidades alcanzadas por el fluido aire dentro de la caja.



Fuente: Autores.

Por medio de la figura (32) se observan los flujos en el dominio del aire, sus trayectorias y su velocidad en dirección Y+ y Z+. Se analiza el comportamiento de los fluidos dentro de la caja y alrededor del dispositivo. El comportamiento de los fluidos al interior del diseño se rige bajo la dirección de los flujos emitidos por los ventiladores, a su vez, estos dependen de la ubicación de los mismos. Para este caso, los ventiladores están acomodados perpendicularmente, de tal modo que ambos flujos recubran totalmente al diseño IV. Para expulsar los flujos, gracias a la posición de los ventiladores y el diseño de la caja contenedora, se logra redirigir los flujos en dirección a una salida controlada. Como primera observación, se denota la desaceleración del fluido en contacto con las superficies de la caja, como se ilustra en la figura (32.1)

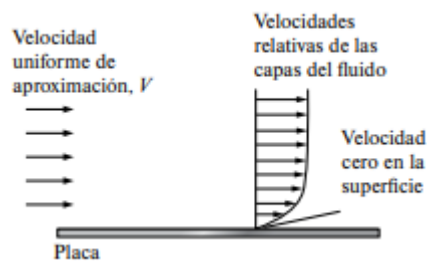
Figura 32.1. Zoom al flujo en contacto con una de las superficies de la caja.



Fuente: Autores

La causa de la desaceleración del fluido es debido al perfil de velocidad que se genera, pues, cuando un fluido se desliza de forma paralela sobre una superficie estática, donde el fluido que circula sobre con la superficie toma una velocidad cercana a 0, debido a una condición de no deslizamiento, y entre más se aleja de esta, su velocidad aumenta. Esto se representa mejor en la siguiente imagen (33).

Figura 33. Condición de no deslizamiento de un fluido que fluye sobre una superficie en reposo.



Tomado de [3].

Siguiendo con la figura (32), también se observa la aceleración del fluido cuando circula a través de la capa externa del tubo y las aletas, y a la salida del ducto de aire, debido una transición de capa límite laminar a capa límite turbulenta, lo que ocasiona incremento en la velocidad. Para el caso del tubo y las aletas se debe, la transición de la capa límite a régimen turbulenta se puede deber a la rugosidad de la superficie, pues cualquier aspereza en la superficie perturba la subcapa laminar y afecta el flujo. Por lo tanto, a diferencia del

flujo laminar, el factor de fricción y el coeficiente de convección en el flujo turbulento dependen fuertemente de la aspereza superficial [33]. Esta relación se indica mejor a través de la siguiente ecuación (43)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (43)$$

La ecuación (43) representa el factor de fricción para flujos turbulentos [33] donde f es el factor de fricción, ε es la rugosidad de la superficie y D es el diámetro de la tubería. De esta ecuación se desprende la siguiente tabla (17) de resultados que indica como la rugosidad influye directamente en el crecimiento del factor de fricción de la superficie

Tabla 17. Influencia de la rugosidad en el factor de fricción.

Aspereza relativa, ε/D	Factor de fricción, f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

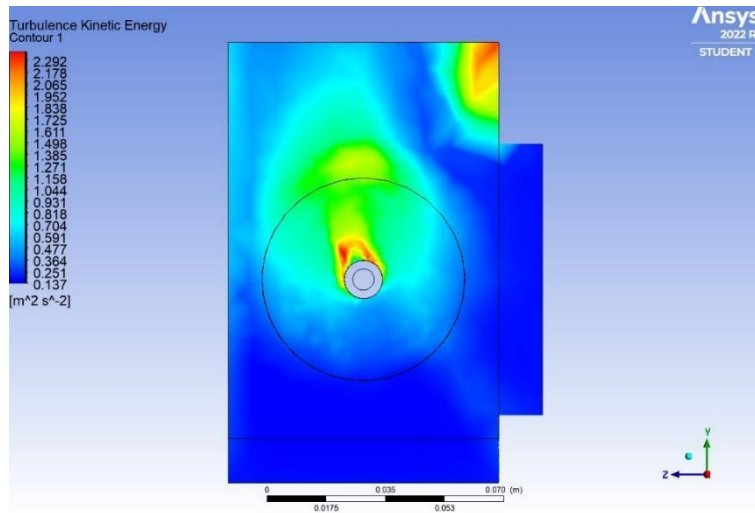
*Superficie lisa. Todos los valores son para $Re = 10^6$ y están calculados con base en la ecuación 8-74.

Tomado de [33]

En la tabla (17) se observan los distintos datos obtenidos en base a la ecuación (43) donde se observa la relación directa entre rugosidad y factor de fricción, y, por ende, afectará a la transferencia de calor.

El régimen transitorio del fluido, y la curvatura del tubo y las aletas también influyen en el cambio de velocidades y la transición de régimen laminar a turbulento del fluido [3]. Finalmente se puede analizar que para el coeficiente convectivo generado por los ventiladores, es conveniente aumentar la velocidad a la cual hacen circular el aire, pues basados en los cálculos de los ventiladores, se observa la relación directa entre la velocidad y el número de Reynolds, si la velocidad aumenta el número de Reynolds también lo hará, teniendo como consecuencia un aumento en el coeficiente convectivo del aire, y así mismo, una mayor transferencia de calor del fluido hacia el ambiente.

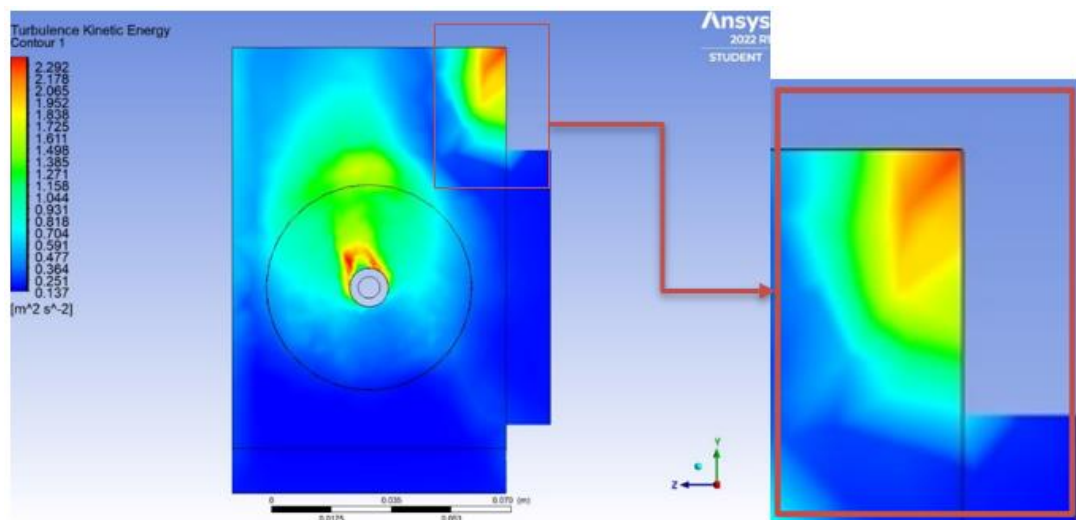
Figura 33. Turbulencias en la caja del dispositivo.



Fuente: Autores.

Con referencia a la figura (31) se realiza un contorno para observar las turbulencias, ilustradas en la figura (33). Las mayores turbulencias están en la parte superior del tubo y la salida del ducto de la caja. Por una parte, a la salida del ducto de la caja, se genera por la capa límite de régimen turbulento que se genera de forma casi instantánea cuando los fluidos chocan con la geometría del borde interno de la caja [3]. En la figura (33.1) se hace detalle de zoom a lo mencionado anteriormente.

Figura 33.1. Vista de detalle de la capa límite turbulenta ocasionada por el contacto del fluido con el borde interno de la caja



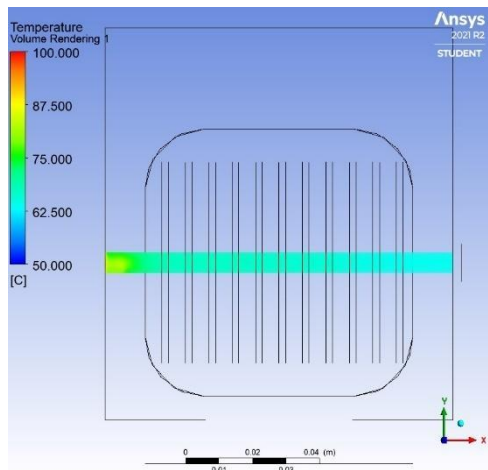
Fuente: Autores.

Por otro lado, estas turbulencias ocasionan que los ventiladores deban compensar su potencia, debido al aumento de la presión estática [40] y así vencer la resistencia del aire junto con las resistencias que se suman debido a los efectos de vorticidad [33][3]. Para el

caso de este modelo, las turbulencias son pequeñas, y para mejorar la transferencia de calor por convección, se buscaría aumentar las turbulencias alrededor del tubo y las aletas, ya sea aumentando la velocidad de circulación del aire o cambiando la posición de los ventiladores, pues estas fluctuaciones rápidas mejoran la transferencia del calor y la cantidad de movimiento entre las partículas de ese fluido, lo cual incrementa la fuerza de fricción sobre la superficie y la velocidad de la transferencia de calor por convección [33].

Simulación con fluido a 100 °C

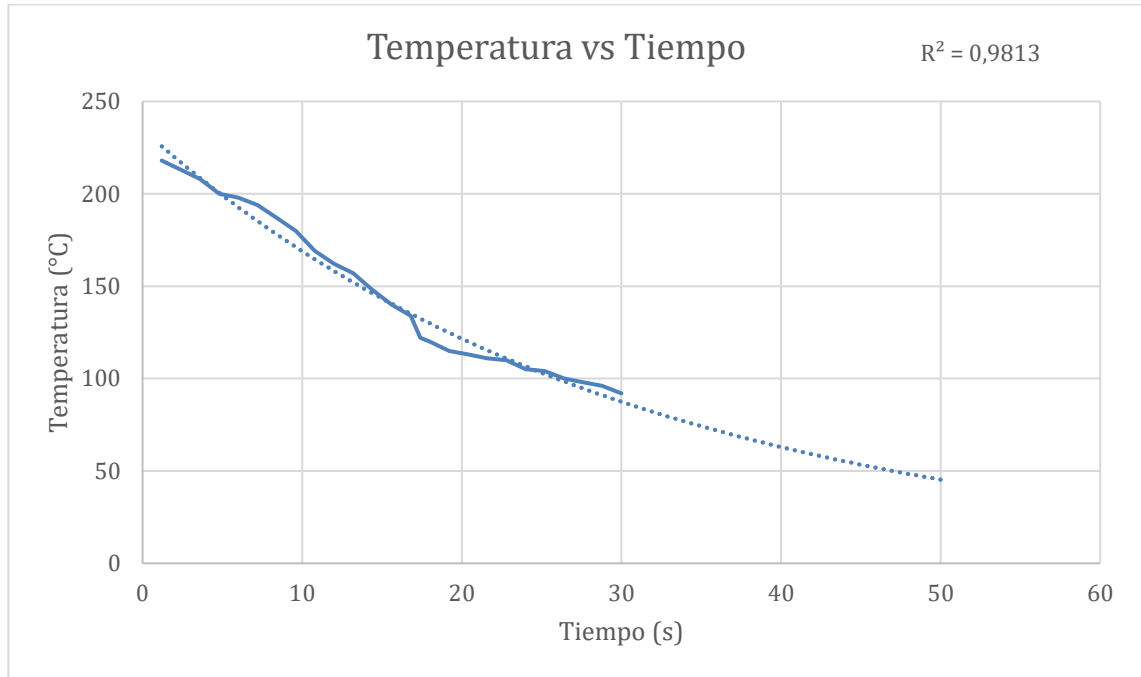
Figura 33. Turbulencias en la caja del dispositivo.



Fuente: Autores.

En otra simulación diferente a la mostrada anteriormente, se cambia la temperatura de entrada de 225°C a 100°C, en esta simulación se observa como la temperatura interna del vapor desciende hasta los 62.5°C con un tiempo de simulación de 30 segundos. En este escenario diferente se visualiza cómo se comporta el perfil de temperaturas con una condición de entrada diferente, esta simulación se realiza con el fin de obtener un resultado e interpretación diferente a partir de otro escenario, ya que la primera simulación mencionada anteriormente, los parámetros de simulación fueron en el caso más extremo o en la condición máxima de operación, en este nuevo caso se ingresa una temperatura de entrada de 100°C donde, si se observa detalladamente el perfil de temperaturas al interior del dispositivo, al cabo de 30 segundos de simulación, podemos observar que la zona de mayor color es de azul aguamarina, lo que quiere decir que, en un tiempo menor de simulación, la parte final del dispositivo o el volumen final, se enfría primero que la primera parte del dissipador como se observa en la figura 33. Lo que da paso a la condensación del vapor, ya que los 100°C es el estándar para que el vapor empiece a condensar, esto significa que el dispositivo está haciendo su debida función de bajar la temperatura hasta los 50°C, en la figura 33 se observa que la temperatura decae hasta los 64°C, lo que da una diferencia de 14°C con respecto a la estipulada anteriormente.

Gráfica 1. Temperatura a través del tiempo junto con línea de tendencia.



Fuente: Autores.

En la gráfica (1) se observa la disminución de su temperatura conforme pasa el tiempo, llegando a unos 100 °C extendiendo el tiempo de simulación con una línea de tendencia exponencial del fenómeno de enfriamiento correspondiente, al alargar esta curva se tenderá a estabilizar debido al equilibrio térmico entre cuerpos, fenómeno asociado a la ecuación gobernante [12], hasta 30 segundos, estos datos fueron tomados de cada time-step generado por el CFD Post de ANSYS. A partir de los resultados observados, se denota que en el tiempo calculado no se disipa todo el calor que requiere el diseño para llegar a la temperatura acordada, por el contrario, si seguimos la línea de tendencia, punteada y de color azul, observada en la gráfica (2), se observa que puede tardar hasta 3 veces más (50 segundos aproximadamente) en llegar a la temperatura establecida. Esto se debe a que la simulación fue hecha bajo un modelo simplificado (sin radiación y sin las turbulencias generadas por las aspas de los ventiladores), por lo que se deduce, que con un modelo más completo se puede realizar una simulación con una aproximación mejor a la obtenida teóricamente. En resultados de la gráfica (2) se denota una significativa reducción de temperatura en el fluido que ingresa al dispositivo. Gracias a la simulación, se valida el funcionamiento del dispositivo al momento de disipar calor en condiciones máximas de operación.

14. CONCLUSIONES

Se identificaron que los parámetros y restricciones de diseño fueron de suma importancia a la hora de formular los 6 diseños propuestos, ya que para cada diseño se evaluaron las mismas restricciones y delimitaban el proyecto en cuanto a costos, tamaños, normas, en este caso la NTC 1420 y restricciones de ingeniería según la misma. gracias a esto se pudo determinar las bases para elaborar los diseños propuestos.

Teniendo en cuenta el precio del dispositivo, a comparación del Multivariable Flowmeter Model que cuesta más 13 millones de pesos colombianos, se puede concluir que la diferencia de precio es considerable con una reducción de un 96.8%, los materiales, el gasto de energía y el mantenimiento a largo plazo son bajos, lo que significa que para una producción en masa el costo de manufactura se reduciría haciéndolo más accesible en el mercado.

Gracias a los cálculos teóricos, estado del arte, parámetros de diseño, parámetros de ingeniería y restricciones, se logra establecer una metodología de evaluación QFD para determinar cuál de todos los dispositivos diseñados y ya establecidos en el mercado, tienen mejor funcionalidad frente a la dificultad de cumplir con las características de ingeniería más importantes, de acuerdo a la puntuación y jerarquización de estos; como lo fueron, conductividad alta del material, un coeficiente convectivo alto y material resistente a la corrosión (estos entre los más destacados de acuerdo a la puntuación). A pesar de que todas las propuestas cumplían con el propósito de disipar calor y con los parámetros de ingeniería, también se determina que realmente la disipación de calor va en función del volumen interno de cada diseño.

El desarrollo del diseño 4 se realizó con base en las restricciones y parámetros de ingeniería, por lo que se determinó que era necesario realizar el contenedor del disipador (Caja) para que se pudieran acomodar correctamente los ventiladores de manera perpendicular, puesto que una salida controlada de flujo, mejora la disipación de calor del diseño IV, también se establecieron materiales de fácil compra, como el acero inoxidable 304 y los ventiladores de 12V, esto con el fin de reducir los costos de manufactura si comparamos los demás diseños propuestos que, iban desde un Acero común, aluminio y hasta cobre.

Parametrizar sólidos, caras, aristas o puntos, es necesario para una buena discretización a la hora de configurar el set up en ANSYS fluent, ya que allí se configuran los fenómenos físicos, bien sea convección, conducción, turbulencia etc. Con esto se logra una buena simulación de los efectos o fenómenos físicos y químicos que implica este caso. También se identifica que una buena parametrización en el ANSYS fluent mejora significativamente los resultados de simulación, como lo es escoger el método que mejor se acople, en este caso se evaluó el método SIMPLEC, ya que este método se ajusta para

obtener una buena convergencia para modelos que involucren transferencia de calor por conducción, convección, fluidos externos como el ventilador a diferencia de los demás modelos. También se determina que un hardware de buenas prestaciones es el mejor complemento para el software ANSYS, puesto que, permite realizar buenas aproximaciones y reducir el tiempo de simulaciones.

Se determina que la cantidad de calor disipada es mucho mejor en cuanto al aumento de área, esto gracias a la adición de las aletas circulares, para cualquier diseño sin importar la geometría, se evidenció el aumento de energía disipada y en su desempeño también. Complementando lo anterior, también se observa la importancia de un coeficiente convectivo alto, pues este permitirá una tasa de disipación de calor más alta, y, por ende, permitirá reducir la temperatura en mucho menos tiempo. Esto se puede lograr por medio de mecanismos que fuercen la convección, ya sea desde ventiladores que aumenten la velocidad en la que circula el aire, o cambiando el fluido externo por uno que posea mejores valores de coeficiente convectivo como el agua. También, se pueden hacer modelos enfocados a generar turbulencias alrededor del disipador, pues esto también ayudará a mejorar la velocidad de transferencia de calor; ya sea por medio de aumento de la rugosidad de la superficie del dispositivo, una correcta disposición del dispositivo frente a flujos de aire turbulentos creados por las aspas de los ventiladores.

Se valida el funcionamiento del diseño IV, a pesar de ser una modelación simplificada, se obtuvieron datos acordes a lo que se esperaba del funcionamiento de este, Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el desarrollo de los cálculos, se concluye que la diferencia de temperaturas es considerable respecto a condiciones de operación máximas, la cual fue de 64°C en 17.4 segundos de simulación, además de este resultado, se concluye gracias a la línea de tendencia de la gráfica que el dispositivo llega a la temperatura propuesta en los siguientes 30 segundos, el tiempo de más que le toma al dispositivo llegar(47.4 s) no es significativamente alto a la hora de esperar.

15. REFERENCIAS

- [1] International Organization for Standardization, "Medición del flujo de fluido mediante dispositivos de presión diferencial insertados en conductos circulares de sección transversal ISO 5167-2," 2003.
<https://contec.isolutions.iso.org/obp/ui#iso:std:iso:5167:-2:ed-1:v1:en>
- [2] J. L. A. Zelaya, "DISEÑO DE UN BANCO HIDRAULICO EN CIRCUITO CERRADO PARA LA CONTRASTACION Y CALIBRACION DE FLUJOMETROS DEPRIMOGENOS," Callao, 2017.
- [3] Y. Cengel and J. Cimbala, *Mecánica De Fluidos*, vol. 1. 2006.
- [4] R. L. Alan S., "Pressure Measurement," in *Measurement and Instrumentation Theory and Application*, Butterworth-Heinemann, 2012, pp. 403–404. doi: <https://doi.org/10.1016/C2009-0-63052-X>.
- [5] Hugh D. Young, Roger A. Freedman, *Física Universitaria*, 12 ed. 2009. doi: 10.1057/9781137311955_5.
- [6] Josep Carner, "Manómetro con tubo Bourdon , aleación de cobre Versión estándar," 2017.
- [7] Casa Matriz Weisz Instrumentos S.A, "Manómetros Diferenciales Tipo Piston." pp. 2–5, 2000.
- [8] Wika, "Manómetro de membrana Para la industria de proceso." pp. 1–4.
- [9] T. A. Hughes, *Measurement and Control Basics , 3rd Edition*. 2002.
- [10] E. B. W. B. L. Herbert, *Steam Power Plant Ooperation Eighth Edition*, Eighth Edit. 2005.
- [11] O. Singh, *Applied thermodynamics*, 3 ed. 2007.
- [12] M. A. B. Yunes A Cengel, "Termodinámica," Séptima ed., México, 2012.
- [13] Donald Q. Kern, *Procesos de Transferencia de Calor*, Trigésima. Mexico D.F: McGraw Hill Book, 1999.
- [14] Santi Cartie, "Utilización y ventajas de los manómetros de membrana," 2016.
<https://www.bloginstrumentacion.com/productos/presion/utilizacin-ventajas-de-los-manmetros-de-membrana/>
- [15] and M. B. F. Kreith, R. Manglik, *Principles of Heat Transfer*, 7 ed., vol. 55, no. 5. 2002. doi: 10.1115/1.1497490.
- [16] D. D. Incropera Frank, *Fundamentals of heat and mass tranfer*, 7th ed. 2011.
- [17] E. M. A. Mokheimer, "Heat transfer from extended surfaces subject to variable heat transfer coefficient," *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 2003, doi: 10.1007/s00231-002-0338-3.
- [18] D. F. W. Parr, E. A., "Measurements and Instrumentation," in *Newnes Electrical Power Engineer's Handbook*, 2005, pp. 63–103. doi: 10.1016/B978-075066268-0/50004-4.
- [19] K. J. Bathe, *Finite Element Procedures*, 2 Ed. 1996.
- [20] Juan Osses, "El método de volúmenes finitos," ESSS, 2016.
<https://www.esss.co/es/blog/el-metodo-de-volumenes-finitos/>
- [21] Spirax Sarco, "Manómetro con sifón y válvula." https://content.spiraxsarco.com/-/media/spiraxsarco/international/documents/es/ti/manometro-ti-p027-01-es.ashx?rev=2741fc008f6f4ef380ec9def381cfaf2&_ga=2.16580595.435710398.1617756853-901151432.1614785119

- [22] Wika, "Torre de Refrigeración Para Manómetros Modelo." https://www.wika.co/910_32_es_es.WIKA
- [23] Winter Instruments, "Torre de enfriamiento NX," 2011. https://winters.com/PDF/SCT_sp.pdf
- [24] Cooler Master, "MASTERAIR MA620P SUPERCHARGED COOLING PERFORMANCE." <https://www.coolermaster.com/catalog/coolers/cpu-air-coolers/masterair-ma620p/>
- [25] VorTek Instruments, "Pro-V™ Multivariable Flowmeter Model M22 In-line Vortex," Longmont, 2020. [Online]. Available: www.vortekinst.com
- [26] Wika, "Manómetro con muelle tubular Acero inoxidable," pp. 2–5, 2009.
- [27] Wika, "Manómetro de presión diferencial Para la industria de procesos, cámara completamente de metal Modelos 732.31 y 732.51," pp. 5–10, 2020.
- [28] GoodFellow, "Acero inoxidable AISI 316 Información sobre el material," 2021. <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-316.html>
- [29] Jnablog, "La Conductividad Térmica Del Acero Inoxidable En Comparación Con Otros Metales," 2020. <https://jnaceros.com.pe/blog/conductividad-termica-acero-inoxidable/>
- [30] Material Technology Institute, "Temperatura y velocidad de corrosión Correlación más compleja de lo que uno piensa | No . 13," no. 13, 2012.
- [31] Spirax Sarco, "Manómetro con sifón y válvula," no. 13, 2006.
- [32] NTC, "NORMA TÉCNICA NTC COLOMBIANA 1420," 2001.
- [33] YUNUS A. ÇENGEL, *Transferencia de calor y masa Un enfoque practico*. Mexico D.F: Mc Graw Hill, 2007. doi: 10.1007/BF00129346.
- [34] spirax sarco, "GUIA DE REFERENCIA TECNICA Distribucion Del Vapor," España, 2022. Accessed: May 05, 2022. [Online]. Available: <https://www.fnmt.es/documents/10179/10666378/Distribucion+del+vapor.pdf/fca09a6d-70ab-da86-5d9d-f19321638315#:~:text=Para%20tuber%C3%ADas%20de%20distribuci%C3%B3n%20de,si%20el%20vapor%20es%20h%C3%BAmedo>.
- [35] F. R. S. O. A. R. Chica Danilo, "DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y SELECCIÓN DEL CALDERO PARA EL HOSPITAL SAN JUAN DE DIOS," 2014.
- [36] Mouser Electronics, "MOUSER ELECTRONICS," *CFM-8038B-150-498*, 2022. https://co.mouser.com/datasheet/2/670/cfm_80b-2306465.pdf (accessed May 05, 2022).
- [37] visiotech, "Emisividad en cámaras termográficas portátiles," 2020. <https://support.visiotechsecurity.com/hc/es/articles/360012930300-Emisividad-en-cámaras-termográficas-portátiles> (accessed May 22, 2022).
- [38] ANSYS, "Meshing Tutorial Ansys," Nov. 2010.
- [39] ANSYS, "ANSYS Fluent Users Guide," Nov. 2013.
- [40] J. Lopez, "PRESIÓN ESTÁTICA Y CÓMO INFLUYE EN SU RENDIMIENTO," Jan. 08, 2021. <https://hardzone.es/reportajes/que-es/presion-estatica-ventilador-rendimiento/> (accessed May 26, 2022).
- [41] F. Beer, *MECÁNICA DE MATERIALES*, 5 ed. 2010.
- [42] P. A. R. Rojas, "Despliegue De La Función Calidad (Qfd)," 2009.

- [43] E. Yacuzzi, F. Martín, and A. Pharma, "QFD: CONCEPTOS, APLICACIONES Y NUEVOS DESARROLLOS Enrique Yacuzzi (Universidad del CEMA) Fernando Martín (Aventis Pharma)," pp. 1–37, doi: 10.1007/b138775.