



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Estudio del calor y caracterización térmica de la instalación de un banco de carga en grupo electrógeno

TRABAJO FIN DE MÁSTER

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Autor: Pablo Sánchez Sevilla
Director: Andrés Cabrera Lozoya
Codirector: José Ramón Navarro Andreu

Cartagena, 15 de septiembre de 2021



Universidad
Politécnica
de Cartagena



INDICE

1. MEMORIA DESCRIPTIVA	3
1.1. Introducción	3
1.2. Caso de estudio	5
1.2.1. Características	5
1.3. Posibles soluciones	7
1.3.1. Convección forzada con ventiladores	7
1.3.2. Intercambiadores de calor	8
1.4. Comparativa	10
1.4.1. Precio	10
1.4.2. Sencillez tecnológica	11
1.4.3. Fácil mantenimiento	12
1.5. Toma de decisiones	12
2. ESTUDIO TEÓRICO	13
2.1. Definición de modelos de estudio	13
2.1.1. Selección de resistencias	13
2.1.2. Selección de ventiladores	20
2.2. Cálculo teórico	24
2.2.1. Disipación de calor en resistencia aleteada frente a no aleteada	24
2.2.2. Caudal de aire de refrigeración	29
3. MODELOS DE ESTUDIO	31
3.1. Modelado	31
3.2. Descripción de los modelos	31
3.2.1. Estructura	31
3.2.2. Resistencia	32
3.2.3. Ventilador	32
3.2.4. Disposición de las resistencias	33
3.2.5. Modelo de estudio	34
4. RESULTADOS	37
4.1. Análisis de resultados	37
4.1.1. Modelo 1	37
4.1.2. Modelo 2	39



5. CONCLUSIONES	41
5.1. Análisis de los resultados	41
5.1.1. Resultados modelo 1	41
5.1.2. Resultados modelo 2	41
5.1.3. Solución final	42
6. ANEJOS	43
6.1. Informes de cálculo	43
6.1.1. Informe modelo 1	43
6.1.2. Informe modelo 2	51
7. BIBLIOGRAFÍA	60



1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1. Introducción

Este proyecto consiste en el estudio del calor y caracterización térmica de la instalación de un banco de carga¹ en grupo electrógeno. Esta necesidad surge en el ámbito de la generación de energía eléctrica cuando necesitamos simular carga² para mejorar el funcionamiento de un grupo electrógeno³ (Ilustración 1).

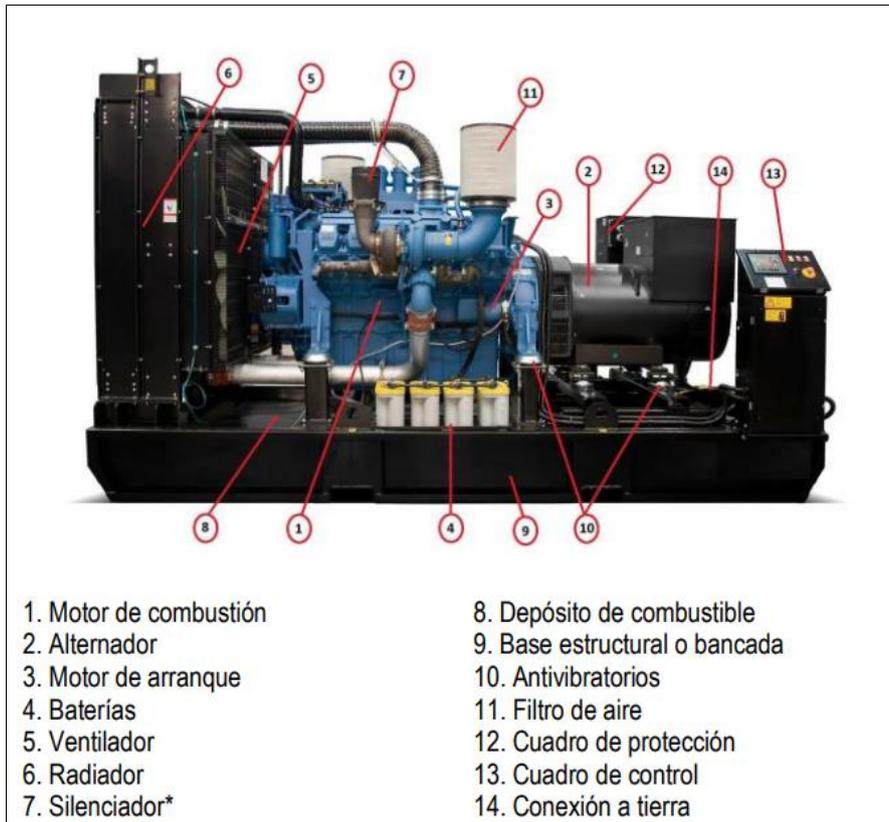


Ilustración 1. Partes grupo electrógeno.

Los motores industriales que montan los grupos electrógenos comerciales ya sean de gasoil, gasolina o gas, son motores de velocidad fija y, por lo tanto, están diseñados para tener siempre la misma velocidad de giro. Su velocidad es de 1500 rpm para motores de 50Hz y 1800 rpm para motores de 60Hz.

Por este motivo, no se recomienda el funcionamiento de estos motores por debajo de 25-30% del total de su potencia durante un tiempo prolongado ya que puede provocar averías mecánicas y generación de electricidad inestable debido a oscilaciones en la frecuencia.

Esta baja demanda con su consecuente problema puede aparecer en aplicaciones de emergencia (Ilustración 2). En este tipo de aplicación, el generador se encuentra apagado con

¹ **Banco de carga:** es un dispositivo cuya función es simular carga eléctrica con el objetivo de probar suministros de energía eléctrica. El banco más común suele ser de tipo resistivo.

² **Carga:** Término empleado en la jerga de instalaciones eléctricas para referirse a cualquier equipo o instalación que provoca una demanda de energía eléctrica.

³ **Grupo electrógeno:** Equipo formado por un motor de explosión con eje común a un generador que sirve para producir energía eléctrica.



"lectura de red" en la central de control que monta en su cuadro eléctrico, y en caso de ocurrir un fallo de red se envía una señal a la central para que el grupo electrógeno arranque y cubra la demanda de potencia.

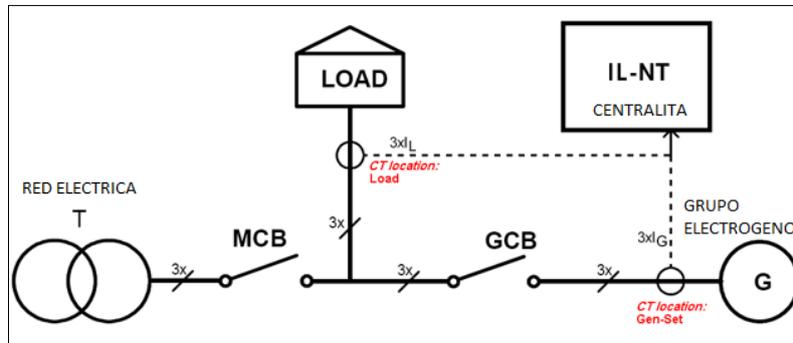


Ilustración 2. Esquema aplicación emergencia.

Para la aplicación de emergencia es necesario dimensionar la potencia del grupo para que este sea capaz de suministrar energía en el caso más desfavorable (o uno de los más desfavorables dependiendo como se defina la instalación), es por esto por lo que, si en el momento del fallo de red la demanda es muy baja, la estaremos cubriendo con un grupo electrógeno de demasiada potencia generando así el problema de trabajar por debajo del 25-30% de la potencia del motor.

Por ejemplo, podemos estar cubriendo en emergencia una fábrica cuya instalación se ha dimensionado en 180kW debido a que posee hornos o maquinaria pesada, pero que en el momento de fallo de red tenga únicamente una demanda de iluminación y pequeñas herramientas.

Para evitar este problema se conecta el grupo electrógeno a un banco de carga, compuesto por lo general por resistencias para generar carga resistiva. Se debe programar la central del grupo electrógeno para que accione las resistencias cuando la carga sea menor al 25-30%, asegurando de esta manera que la demanda siempre esté por encima de ese valor. El banco de carga se debe diseñar siempre para demandar al menos el 30% de la potencia del motor, de esta manera siempre nos aseguramos de que la carga está por encima de dicho porcentaje.

La solución más común y sencilla en la actualidad dentro de las soluciones comerciales es conectar el grupo electrógeno a un banco de carga externo (Ilustración 3) debido a que genera gran cantidad de calor y se evitan así problemas de funcionamiento debidos a las altas temperaturas en el interior del generador (en caso de ser un generador insonoro⁴ instalado en el exterior) o del habitáculo donde esté instalado (en caso de generadores abiertos⁵ instalados en el interior).

⁴ Generador insonoro: término utilizado en la jerga de los grupos electrógenos para referirse a aquellos donde el motor y el alternador van montados en el interior de una carrocería que le aporta protección frente a agentes externos e insonorización. Suelen emplearse para aplicaciones exteriores.

⁵ Generadores abiertos: término utilizado en la jerga de los grupos electrógenos para referirse a aquellos donde el motor y el alternador van montados sobre una bancada quedando estos a la intemperie. Suelen emplearse para aplicaciones interiores.



Ilustración 3. Banco de carga externo.

Pero cada vez más, el mercado demanda una solución integrada⁶ para instalaciones exteriores. De esta manera obtenemos, por un lado, mayor seguridad evitando que el banco de carga sea robado gracias a las cerraduras que protegen al grupo electrógeno y, por otro lado, la posibilidad de tener una instalación fija en el exterior sin necesidad de recurrir a obra civil.

1.2. Caso de estudio

Se va a hacer un estudio de calor para instalar un banco de resistencias integrado con un grupo electrógeno de 225kVA que funcionará como energía de respaldo para un hotel. Este generador se va a instalar en un patio exterior que posee dicho hotel donde se encuentra la zona de basuras y donde el acceso no está controlado pudiendo acceder a el camión de la basura o en su defecto cualquier persona que pase por la calle.

Por este motivo, es requisito que la carrocería donde vaya montada esta solución integrada grupo electrógeno-banco de carga, este protegido por algún tipo de cierre de seguridad certificado.

1.2.1. Características

Este hotel posee las siguientes instalaciones:

- Climatización de todo el complejo. Para zonas comunes y habitaciones.
- Cocina de tipo industrial. Donde podemos encontrar todo tipo de electrodomésticos de gran consumo como frigoríficos, congeladores, hornos, fogones, ...
- Piscina. Implica tener sistema de bombeo y limpieza.
- Spa. Implica tener sistema de bombeo, limpieza y climatización.
- Iluminación
- Consumo del usuario

Para esto se ha dimensionado un generador de 225kVA capaz de abastecer de energía al hotel en uno de sus supuestos más desfavorables. Hay que tener en cuenta que prácticamente nunca se dimensiona considerando como simultánea toda la demanda posible, sino que se siguen ciertos criterios establecidos donde se tiene en cuenta la probabilidad de simultaneidad

⁶ Solución integrada: aplicaciones que pueden funcionar de manera conjunta en una misma estructura original pero que, al mismo tiempo, pueden ofrecer una gama de capacidades operacionales muy elevada



en el consumo y donde se definen qué consumos son esenciales para garantizar el servicio básico.

Por ejemplo, se considera esencial la iluminación, la climatización del edificio y la demanda de cámaras frigoríficas y congeladores; pero no la climatización del Spa.

En este caso para dimensionar nuestro banco de carga resistivo debemos calcular el 30% de la potencia máxima del generador. En este caso 225kVA son 180kW de potencia, por lo que nos harán falta 60kW. Con esta potencia el calor desprendido será muy elevado y muy probablemente nos encontremos con problemas de temperatura en el interior de una carrocería convencional.

Por este motivo y debido al requisito de tener un cierre de seguridad certificado, se opta por desarrollar una solución integrada dentro de un contenedor de 20 pies (Ilustraciones 4 y 5). De esta manera podremos usar cierres de seguridad certificados para contenedores y podremos hacer una sala dedicada al banco de carga y donde tendremos suficiente espacio disponible para desarrollar una solución de evacuación de calor. Todo esto mediante la transformación mecánica del contenedor.



Ilustración 4. Exterior contenedor 20ft.



Ilustración 5. Interior contenedor 20ft.

A continuación se muestra una posible distribución de las cámaras del contenedor (Ilustración 6):

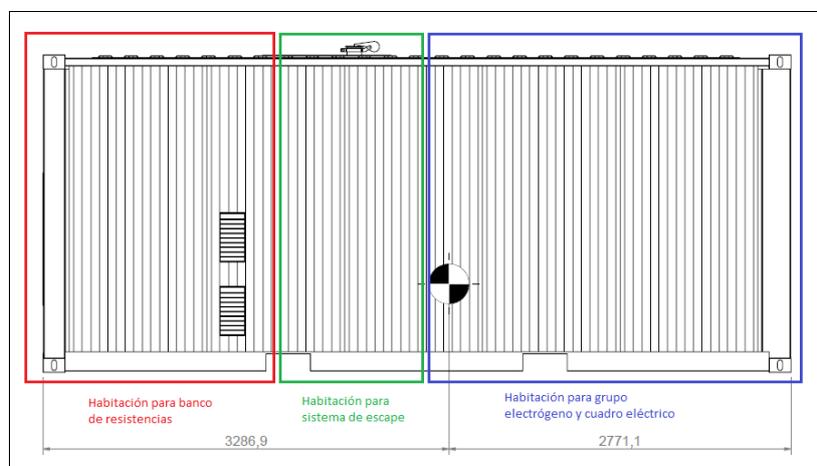


Ilustración 6. Distribución cámaras contenedor.



1.3. Posibles soluciones

Se ha pensado en dos posibles soluciones de refrigeración para esta aplicación. Nuestro principal objetivo es disipar el calor, este es el principal problema que tenemos según hemos comentado anteriormente.

A continuación, se describen brevemente ambas soluciones y se procede a comparar una con otra valorando los pros y contras de cada una para decidir qué solución nos conviene más.

1.3.1. Convección forzada con ventiladores

La convección forzada es una forma de transmisión del calor que tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie sólida a una temperatura mayor o menor que la del fluido en función de si queremos enfriar o calentar dicha superficie.

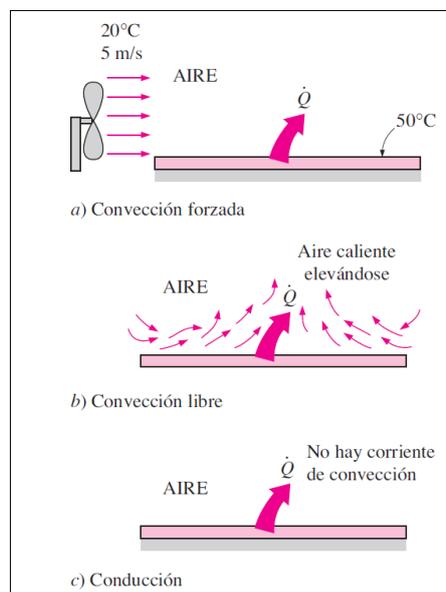


Ilustración 7. Esquema tipos de convección.

Para esta aplicación se está valorando usar un concepto basado en una estructura con resistencias sobre las que se aplique convección forzada mediante ventiladores industriales. Esto está basado en el principio de convección forzada en haces de tubos.

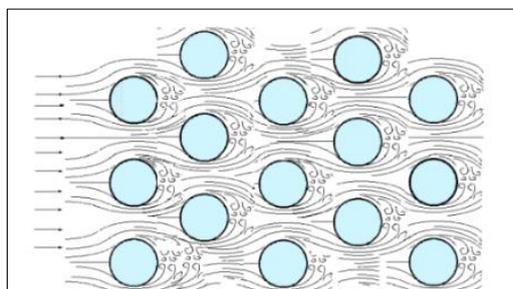


Ilustración 8. Esquema convección forzada sobre haz de tubos.

Esta estructura estará compuesta principalmente de un volumen donde colocaremos las resistencias de lado a lado. Colocaremos ventiladores industriales en uno de los lados para impulsar aire a temperatura ambiente y así refrigerar las resistencias mediante convección



forzada. Al lado contrario a los ventiladores dejaremos una zona abierta por donde expulsaremos el aire caliente

Dicha estructura debería llevar en uno de sus lados la instalación eléctrica con la que alimentaremos las resistencias y puntos de fijación para estas. En el otro lado, debería llevar únicamente algún sistema para que la resistencia quede correctamente fijada.

La estructura se fabricará con la chapa metálica lo más fina posible dado que no es una estructura que necesite altas prestaciones estructurales, de esta manera ahorraremos costes. Pero, no obstante, esta debe presentar un mínimo de rigidez estructural.

Se deberá acondicionar la habitación del contenedor para esta solución. Necesitamos añadir:

- Rejilla de expulsión de aire caliente. Deberá tener un tamaño igual o superior al área de expulsión de nuestra estructura.
- Rejillas de aspiración. Debemos colocar a ambos lados del contenedor rejillas de aspiración de aire. De esta manera se permita la aspiración de aire a temperatura ambiente del exterior, creando así un flujo continuo de aire que favorecerá la renovación del aire evitando que se incremente la temperatura en el interior de la habitación y que cada vez nuestros ventiladores aspiren aire a mayor temperatura. Si esto último ocurre, cada vez la temperatura de aire de expulsión será mayor.
- Puerta de acceso. Debemos colocar una puerta de acceso para poder acceder al mantenimiento de dicho equipo.

1.3.2. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor consiste en el intercambio de calor entre dos corrientes fluidas de temperaturas distintas separadas por una pared sólida (Ilustraciones 9 y 10).

Para esta aplicación se está valorando usar como concepto un sistema de resistencias encapsuladas y sumergidas en un baño el cual se refrigera mediante la circulación de dicho fluido por un paso por tubos.

- El "fluido A" puede ser el aire que hay dentro del encapsulado de la resistencia
- El "fluido B" puede ser una circulación de refrigerante.

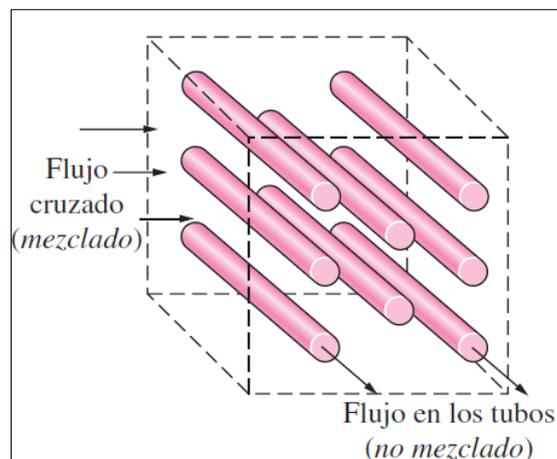


Ilustración 9. Esquema intercambiador de calor 1.

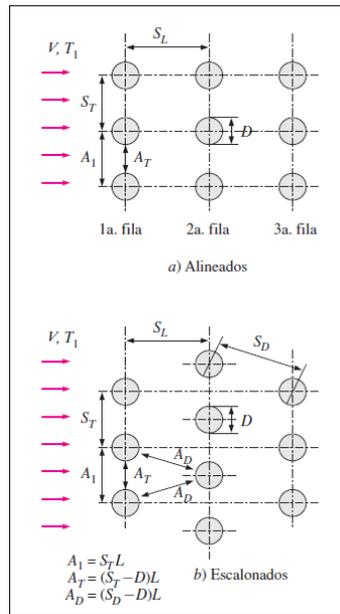


Ilustración 10. Esquema intercambiador de calor 2.

Como tipo de intercambiador serían válidos:

- Intercambiador de placas: tiene como ventaja que no requiere gran espacio para su instalación, es la solución más compacta y fácil de mantener.
- Haz de tubos y carcasa. Este tipo de solución es más recomendada para fluidos con distintas presiones.

En nuestro caso, los tubos que se representan en la imagen anterior (Ilustración 9), serían nuestras resistencias. No existiría el flujo en el interior de los tubos, sino que será una fuente continua de calor constante (60kW), y el flujo cruzado en este caso sería un líquido refrigerante.

El principio que usamos sería también convección forzada, pero en este caso en vez de aire usamos líquido refrigerante. Las resistencias deberían de estar sumergidas en un depósito por el que circule un fluido en movimiento.

En este caso no necesitamos añadir ningún tipo de rejilla de aspiración o expulsión ya que será el propio fluido el que refrigere las resistencias mediante su calentamiento y enfriamiento posterior. Para que el fluido pueda enfriarse antes de volver a entrar al depósito de nuevo, debemos de añadir un circuito lo suficientemente largo. Suelen usarse conducciones de tuberías haciendo numerosas curvas para recorrer el máximo trayecto en el menor espacio posible. Otra opción es emplear el calor que extrae este fluido para favorecer otro proceso presente en nuestra solución integrada, podría ser interesante para una aplicación en climas muy fríos para:

- Calentamiento del habitáculo principal. Uso a modo de calefacción.
- Calentamiento del depósito de combustible. Para evitar que el combustible pueda congelarse.



1.4. Comparativa

Si analizamos el mercado actual, la solución más común está basada en la convección forzada por ventiladores, pero la gran mayoría de las veces mediante un equipo externo (Ilustración 11):



Ilustración 11. Banco de carga externo por convección.

Esto se debe principalmente a:

- Precio
- Sencillez tecnológica
- Fácil mantenimiento

A continuación, vamos a profundizar más en cada uno de estos aspectos comparándolos con el intercambiador de calor.

1.4.1. Precio

CONVECCION FORZADA POR VENTILADORES

Si hablamos sobre la idea de hacer una estructura con resistencias colocadas a modo de haz de tubos y con ventiladores que generen flujo cruzado para llevar a cabo la evacuación de calor generado por estas, tenemos como concepto un montaje mecánico de resistencias y ventiladores sobre una estructura metálica, y un cableado eléctrico para alimentar dichas resistencias. Es decir:

1. Estructura metálica soldada de acero común y posteriormente pintada.
2. Resistencias aleteadas comerciales
3. Ventiladores industriales
4. Material eléctrico básico
 - a. Cableado
 - b. Elementos de protección magnetotérmica
5. Montaje mecánico
6. Montaje eléctrico

INTERCAMBIADOR DE CALOR

Respecto al intercambiador de calor, como hemos comentado anteriormente, el concepto consistiría en un depósito por donde circule un fluido refrigerante y donde colocaríamos unas resistencias encapsuladas para evitar el contacto directo de estas con el refrigerante. La idea es que este fluido refrigere el calor generado por las resistencias haciendo circular el fluido caliente



de salida por un circuito lo suficientemente largo como para que este vuelva a entrar al depósito a una temperatura baja y poder repetir el proceso sucesivamente. Es decir:

1. Depósito metálico soldado, generalmente fabricado en acero inoxidable para evitar su deterioro por la continua circulación del fluido.
2. Circuito para recirculación del fluido refrigerante, fabricado también en acero inoxidable.
3. Material hidráulico
 - a. Bomba de recirculación
 - b. Juntas
 - c. Racores
 - d. Sellantes
 - e. Codos de acero inoxidable
4. Radiador de tipo comercial
5. Resistencias encapsuladas comerciales.
6. Material eléctrico básico
 - a. Cableado
 - b. Elementos de protección magnetotérmica
7. Montaje mecánico
8. Montaje eléctrico
9. Montaje hidráulico

Como hemos podido ver, la solución del intercambiador necesita más material y de mayor coste. Estamos comparando acero común pintado con acero inoxidable que es mucho más caro y necesita mano de obra más cualificada para soldarlo adecuadamente, lo cual se traduce directamente en un mayor precio.

Por otro lado, tenemos que emplear material hidráulico como una bomba o un radiador que tiene un alto coste si las comparamos con un ventilador industrial que es una tecnología sencilla. Además, debe de llevarse a cabo el montaje hidráulico de todo el circuito de refrigeración.

Las resistencias encapsuladas tienen un coste bastante más elevado que una resistencia aleteada común, esto se debe a que el encapsulado este fabricado en acero inoxidable ya que se suelen usar en aplicaciones de inmersión en diferentes tipos de fluidos como por ejemplo un tanque de combustible donde se quiera evitar la congelación.

Respecto al material eléctrico sería aproximadamente el mismo en ambos casos.

1.4.2. Sencillez tecnológica

Según los conceptos propuestos antes, puede verse claramente que la solución de ventiladores presenta mayor sencillez que la de un intercambiador de calor. Los componentes son más económicos, por lo que en caso de avería podrán reemplazarse con menor impacto económico, se reduciría a cambiar resistencias o ventiladores.



Nos estaríamos ahorrando problemas asociados a la hidráulica como fugas o corrosión. Además, los recambios son mucho más caros en el caso de tener que reemplazar la bomba o el radiador debido a algún tipo de fuga interna.

1.4.3. Fácil mantenimiento

En el caso de la convección forzada por ventiladores, como acabamos de comentar, el mantenimiento se reduce a revisar o reemplazar resistencias o ventiladores. Estos se desmontan de manera sencilla ya que lo normal es que estén fijados a la estructura mediante tornillos o remaches.

Si por lo contrario analizamos el mantenimiento de un intercambiador de calor, este es mucho más costoso dado que los recambios son más caros y la instalación es más compleja. Requiere vaciado de circuitos de fluido previo a su mantenimiento y posterior llenado y purgado para su puesta en marcha.

1.5. Toma de decisiones

A continuación, podemos ver una tabla de toma de decisiones, en la cual hemos valorado los siguientes aspectos de interés asignándole un valor de 1 a 5:

1. Funcionamiento: 4
2. Fiabilidad: 3
3. Coste:5
4. Versatilidad: 2
5. Mantenimiento: 3
6. Estética y acabados: 1

	Convección Forzada por ventiladores	Intercambiador de calor
Funcionamiento	X	X
Fiabilidad	X	X
Coste	X	-
Versatilidad	-	X
Mantenimiento	X	-
Estética y acabados	-	X
TOTAL	15	10

Quiero comentar que se ha dado mucho peso al coste de la solución ya que será lo que nos hará maximizar los beneficios del producto siempre y cuando su funcionamiento sea correcto.

Como conclusión tras la comparativa, la solución del intercambiador de calor sería una buena solución, pero su coste sería muy elevado en comparación con la convección forzada. Asumir este coste puede ser de interés en caso de tener una aplicación más compleja en la que, por ejemplo, pudiéramos aprovechar el calor extraído de las resistencias para calentar un habitáculo, depósito de combustible, o similar en un clima muy frío.



2. ESTUDIO TEÓRICO

2.1. Definición de modelos de estudio

Finalmente hemos decidido usar una solución basada en la convección forzada, concretamente en la convección forzada en haces de tubos. Este principio es el que más se ajusta a la realidad, por un lado, tendremos varias resistencias que representarán el haz de tubos y por otro lado colocaremos ventiladores industriales para generar el flujo de aire necesario para llevar a cabo la convección forzada.

Debemos definir varios aspectos:

1. Selección de resistencias
2. Selección de ventiladores

2.1.1. Selección de resistencias

Existen diferentes tipos de resistencias industriales dependiendo de la aplicación para la que se vayan a usar, en nuestro caso la aplicación no tiene ningún requisito muy específico más allá de que tenga la mejor refrigeración posible.

Podemos ver diferentes tipos de resistencias, mostramos los tipos más básicos ya que hay infinidad de soluciones disponibles muy específicas, por lo general son soluciones más específicas de cada uno de estos tipos:

1. De cartucho de alta carga (Ilustración 12): Se trata de resistencias encapsuladas cuya utilización se recomienda para aplicaciones para condiciones adversas de trabajo, como pueden ser vibraciones y altas temperaturas ya que pueden llegar a alcanzar más de 500°C en la superficie del cartucho.



Ilustración 12. Resistencia de cartucho de alta carga.

2. De cartucho de baja carga (Ilustración 13): Las resistencias de cartucho de baja carga, al contrario que los cartuchos de alta carga, NO ADMITEN vibraciones, golpes o temperaturas constantes de trabajo excesivamente altas (más de 300°C)



Ilustración 13. Resistencias de cartucho de baja carga.

3. Resistencias conformables (Ilustración 14): Son resistencias, generalmente de baja potencia, que están hechas de materiales moldeables para poder adaptar su forma dependiendo de la instalación.

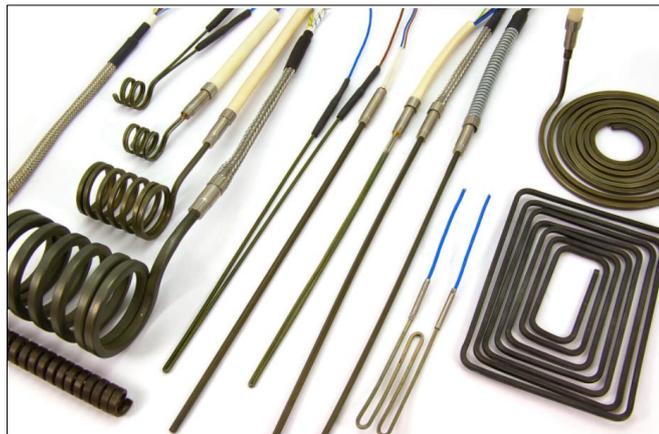


Ilustración 14. Resistencias conformables.

4. Resistencias de abrazadera (Ilustración 15). Consiste en una abrazadera cuya cara interior caliente mediante resistencias en su superficie. Generalmente se usa para calentar tuberías.



Ilustración 15. Resistencias de abrazaderas.

5. Resistencia plana (Ilustración 16). El concepto es similar a las de tipo abrazadera, pero con geometría plana. Suelen usarse para calentar superficies por contacto.



Ilustración 16. Resistencia plana.

6. Resistencias sumergibles (Ilustración 17). Fabricadas con materiales con alta resistencia a la corrosión. Generalmente se usan para calentar líquidos en un depósito, por ejemplo, un calentador de agua, un depósito de combustible o un baño químico.



Ilustración 17. Resistencias sumergibles.

7. Resistencias para aire (Ilustración 18). Como su nombre indica, se usan principalmente para cualquier aplicación en la que se desee calentar aire. Generalmente se fabrican con aletas de tipo plano o helicoidales para favorecer su refrigeración. La geometría de la aleta depende del tipo de aplicación.



Ilustración 18. Resistencias para aire.

Dado que en nuestro caso queremos refrigerar las resistencias mediante aire impulsado por ventiladores, claramente necesitamos "Resistencias para aire".

Hemos escogido un catálogo de RCI, un fabricante cercano emplazado en Elche. En este catálogo podemos ver diferentes tipos de resistencias para aire:

- Resistencias en U o M con aletas helicoidales (Ilustración 19): Este tipo podría ser válido ya que presenta aletas que favorecen la refrigeración, pero al ser helicoidales están más pensadas para un flujo de aire frontal. Este tipo sería para una aplicación más específica, fabricar aletas helicoidales es más costoso que una aleta plana.

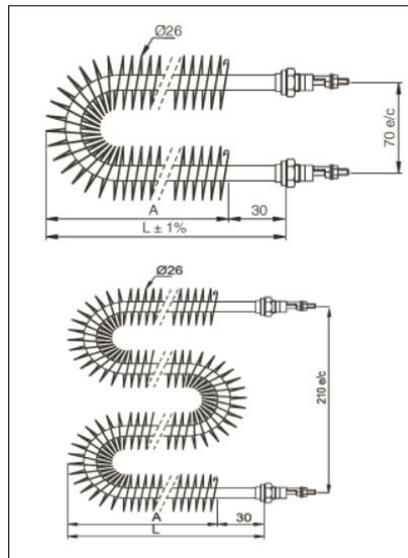


Ilustración 19. Resistencias de aletas helicoidales en U y en M.

- Resistencias en U o M sin aletas (Ilustraciones 20 y 21): En nuestro caso no nos conviene este tipo ya que las aletas mejoran la refrigeración por convección.

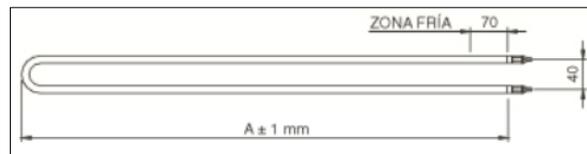


Ilustración 20. Resistencia sin aletas en U.

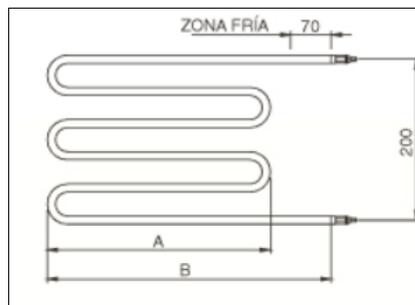


Ilustración 21. Resistencia sin aletas en M.

- Resistencias en U con aletas planas (Ilustración 22): Este sería el tipo que más se adapta a las necesidades del proyecto, poseen aletas planas que son las más adecuadas para un flujo de aire lateral como el que vamos a generar.

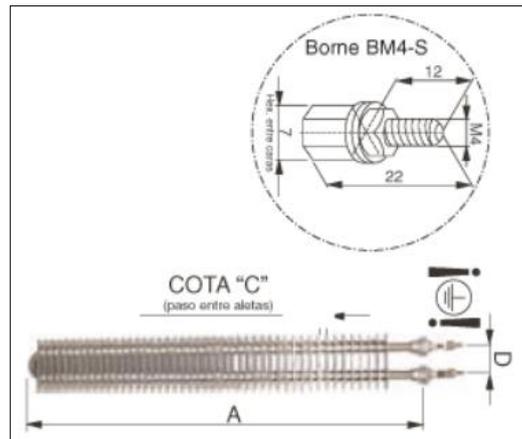


Ilustración 22. Resistencia en U con aletas planas.

Una vez decidido que vamos a emplear "Resistencias en U con aletas planas" debemos justificar mediante cálculos porque empleamos resistencias con aletas y no resistencias comunes. Es conocido que las resistencias con aletas disipan mejor el calor que una sin aletas ya que la superficie de disipación de calor aumenta considerablemente. Para ello vamos a calcular la eficiencia de las aletas y vamos a comparar el calor disipado por unidad de tiempo de una resistencia sin aletas frente a otra con aletas. De esta manera cuantificaremos cuanto nos favorece una solución frente a otra. Pueden verse los cálculos en el apartado "2.2. Cálculo teórico"

Para nuestra aplicación debemos maximizar el número de resistencias, ya que tendremos la misma potencia, pero con más superficie de contacto para ser refrigeradas. Pero, por otro lado, hay que tener en cuenta que un excesivo número de resistencias implica disponer de mayor volumen y de un mayor número de ventiladores para cubrir la convección necesaria.

Como ya estimamos para nuestro caso de estudio, se va a trabajar sobre un grupo electrógeno de 225kVA. Para dimensionar nuestro banco de carga resistivo debemos calcular el 30% de la potencia máxima del generador. En este caso 225kVA son 180kW de potencia, por lo que nos harán falta 60kW.



Según el catálogo del fabricante, tenemos las siguientes opciones (Ilustración 23):

Modelos	Código (1)	Cota A en mm	Wattios	W/cm ² (*)	Peso En Kg
Aleta de 25x50 de Aluzinc ó chapa aluminizada.	AL010	200	100	1,2	0,29
Tubo AISI 304 de Ø8 mm	AL012	200	150	1,8	0,29
Racores M12x1,25 de acero zincado (long. Rosca 8 mm).	AL011	200	200	2,5	0,29
Cota C = 5 mm					
Cota D = 25 mm					
Modelos	Código	Cota A en mm	Wattios	W/cm ² (*)	Peso En Kg
Aleta de 25x50 de Aluzinc ó chapa aluminizada.	AL001	260	500	4,5	0,38
	AL002	300	600	4,6	0,45
	AL003	370	750	4,6	0,54
Tubo AISI 304 de Ø8 mm	AL004	430	850	4,4	0,62
Racores M12x1,25 de acero zincado (long. Rosca 8 mm).	AL005	500	1000	4,4	0,71
	AL009	620	1250	4,3	0,88
Cota C = 5 mm	AL006	740	1500	4,3	1,1
Cota D = 25 mm	AL007	970	2000	4,3	1,4
	AL008	1180	2500	4,4	1,5
Modelos	Código	Cota A en mm	Wattios	W/cm ² (*)	Peso En Kg
Aleta de 40x70 de Aluzinc ó chapa aluminizada.	ALG01	325	1000	5,3	0,84
	ALG02	470	1500	5,5	1,2
Tubo AISI 304 de Ø10 mm	ALG03	620	2000	5,4	1,6
Racores M14x1,25 de acero zincado (long. Rosca 11 mm).	ALG04	760	2500	5,4	2,0
	ALG05	910	3000	5,4	2,4
Cota C = 5,5 mm	ALG08 (2)	1090	3333	5,3	2,9
Cota D = 40 mm	ALG06	1055	3500	5,5	2,8
	ALG07	1180	4000	5,4	3,2

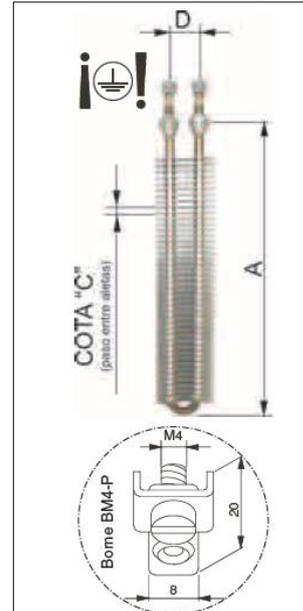


Ilustración 23. Tabla catálogo resistencias con aletas planas en U.

Vamos a valorar usar modelos de la serie ALG (cuadro en rojo). Esto se debe a que para resistencias entorno a 2000W tenemos opciones en la gama AL y ALG, pero en la ALG la cota D que es la separación entre los tubos de la resistencia es mayor, por lo que la refrigeración será más sencilla.

Vamos a seleccionar resistencias de 2500W, las de 3000W las descartamos porque hay un incremento de longitud importante y tendríamos problemas para encontrar ventiladoras que cubriesen ese ancho teniendo seguramente que montar dos en paralelo. Por otro lado, si usamos las de 2000W incrementamos demasiado el número de resistencias teniendo que cubrir un volumen mayor y quizás teniendo que aumentar en número de ventiladores en vertical.

- Con resistencias de 3000W = 20 resistencias
- Con resistencias de 2500W = 24 resistencias
- Con resistencias de 2000W = 30 resistencias



Finalmente hemos seleccionado este modelo (Ilustración 24):

Modelos	Código	Cota A en mm	Wattos	W/cm ² (*)	Peso En Kg
Aleta de 40x70 de Aluzinc ó chapa aluminizada.	ALG01	325	1000	5,3	0,84
	ALG02	470	1500	5,5	1,2
Tubo AISI 304 de Ø10 mm	ALG03	620	2000	5,4	1,6
	ALG04	760	2500	5,4	2,0
Racores M14x1,25 de acero zincado (long. Rosca 11 mm).	ALG05	910	3000	5,4	2,4
	ALG08 (2)	1090	3333	5,3	2,9
Cota C = 5,5 mm	ALG06	1055	3500	5,5	2,8
Cota D = 40 mm	ALG07	1180	4000	5,4	3,2

Ilustración 24. Modelo de resistencia seleccionada.

2.1.2. Selección de ventiladores

Para seleccionar un ventilador hemos usado un catálogo del fabricante Casals, un fabricante nacional de sistemas de ventilación.

En este catálogo podemos ver muchos tipos de ventiladores industriales, estos son los más comunes:

1. Ventiladores de tejado (Ilustración 25): Ventiladores de extracción para ser instalados en tejados o cubiertas de casas o edificios ya sean terciarios, industriales o residenciales.



Ilustración 25. Ventilador de tejado.

2. Cajas de ventilación y ventiladores en conducto (Ilustración 26): Ventiladores en línea para conductos circulares y rectangulares, dentro de caja aislada o sin ella.

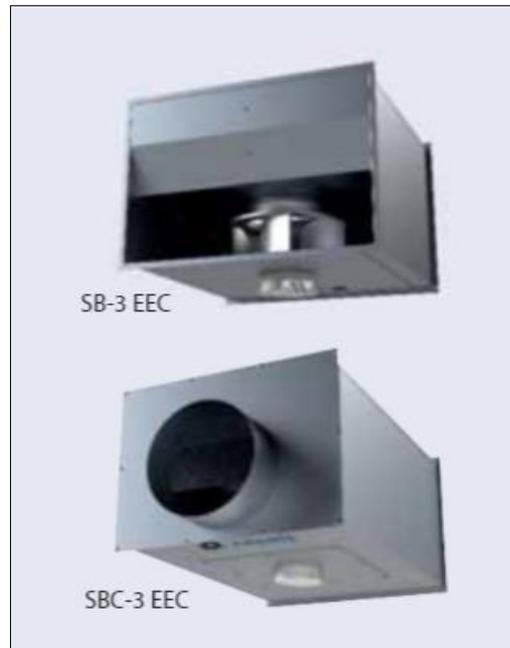


Ilustración 26. Cajas de ventilación y ventiladores en conducto.

3. Ventiladores centrífugos (Ilustración 27): Los ventiladores centrífugos son los más versátiles dado las múltiples aplicaciones a las que pueden dar servicio. Girando a unas revoluciones parecidas que los ventiladores helicoidales y teniendo un tamaño similar, la ventaja de los centrífugos es que pueden ofrecer una mayor presión que los axiales.



Ilustración 27. Ventiladores centrífugos.



4. Plug fans (Ilustración 28): Los plug fan son conjuntos moto-ventiladores con un diseño compacto y de escasas dimensiones gracias a la ausencia de un envolvente.

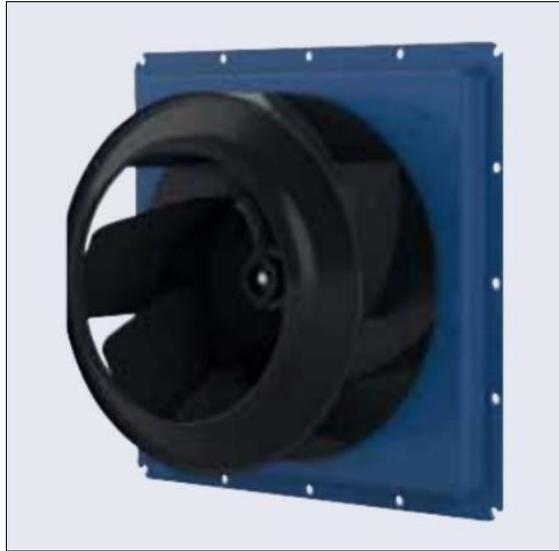


Ilustración 28. Plug fan.

5. Ventiladores helicoidales (Ilustración 29): Los ventiladores helicoidales o axiales deben su nombre al flujo de salida del aire, que describe una trayectoria con forma helicoidal. Los helicoidales pueden mover grandes caudales de aire a bajas presiones y según la forma de su envolvente pueden ser murales (para instalación en pared o cristal, en vertical).



Ilustración 29. Ventilador helicoidal.

6. Cortinas de aire (Ilustración 30): Las cortinas de aire generan una barrera de aire invisible que permite evitar las pérdidas de temperatura a través de cualquier abertura de un local (ventanas o puertas) sin entorpecer el paso de vehículos o personas. La



inversión en una cortina de aire se amortiza rápidamente puesto que evitan el desperdicio de energía.

7.



Ilustración 30. Cortina de aire.

8. Ventiladores ATEX: Los ventiladores ATEX son aquellos que pueden trabajar en atmósferas explosivas, de ahí su nombre.

En este caso, simplemente hemos seleccionado un ventilador axial, que hemos visto que es el que más se adapta a nuestras necesidades y que cumple lo siguiente:

- Que sea válido para montaje mural
- Quede centrado en los 760mm de largo que tiene la resistencia. Su ancho debe ser menor para que pueda fijarse a la estructura correctamente.
- Que sea de uso industrial
- Que sus materiales sean metálicos para evitar que puedan fundirse debido al calor.
- Que su caudal de aire pueda evacuar el calor generado por las resistencias.

Finalmente seleccionamos del catálogo el modelo **HJBM 35 T4 0,12kW** (Ilustraciones 31, 32 y 33). A continuación, se muestran algunas de sus características y dimensiones:

DATOS GENERALES	
	VENTILADOR MURAL CON MARCO CUADRADO PALA VARIABLE
	CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS
	<ul style="list-style-type: none">• Marco soporte en chapa de acero galvanizado recubierto con pintura de poliéster• Hélice de poliamida reforzada con fibra de vidrio de ángulo variable en paro y en origen.• Rejilla soporte motor y de protección contra contactos según norma UNE-EN 20-359-74. En cumplimiento a la directiva ROHS 2002/95/EC (Restricción de sustancias peligrosas en equipos eléctricos y electrónicos).• Motor asíncrono normalizado de jaula de ardilla con protección IP-55 (caja de conexiones IP65) y aislamiento clase F. Voltajes Standard 230V 50Hz para motores monofásicos, 230/400V 50Hz para motores trifásicos.
	APLICACIONES
	Diseñados para montaje en pared, son indicados para: <ul style="list-style-type: none">• Renovación de aire en todo tipo de edificios e industrias.• Temperatura máxima de trabajo en continuo: monofásicos 50°C, trifásicos 60°C.
	BAJO DEMANDA <ul style="list-style-type: none">• Hélice aluminio.• Hélice impelente.• Hélice reversible.• Ventiladores para trabajar a 60Hz y voltajes especiales.

Ilustración 31. Características generales ventilador seleccionado.



Ilustración 32. Características técnicas ventilador seleccionado.

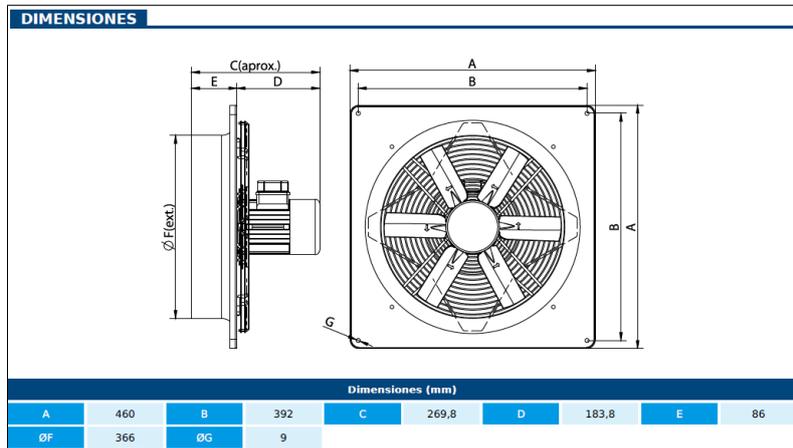


Ilustración 33. Dimensiones generales ventilador seleccionado

2.2. Cálculo teórico

2.2.1. Disipación de calor en resistencia aleteada frente a no aleteada

A continuación, vamos a llevar a cabo un cálculo para justificar numéricamente el uso de resistencias aleteadas en nuestra solución. Para ello vamos a calcular el calor disipado por la resistencia con aletas y sin aletas por unidad de tiempo y a compararlo. Esto nos da una idea de cuanto calor podemos disipar y podemos compararlo con el calor generado por la resistencia. Aquí mostramos la resistencia y aleta de estudio en detalle (Ilustraciones 34 y 35):

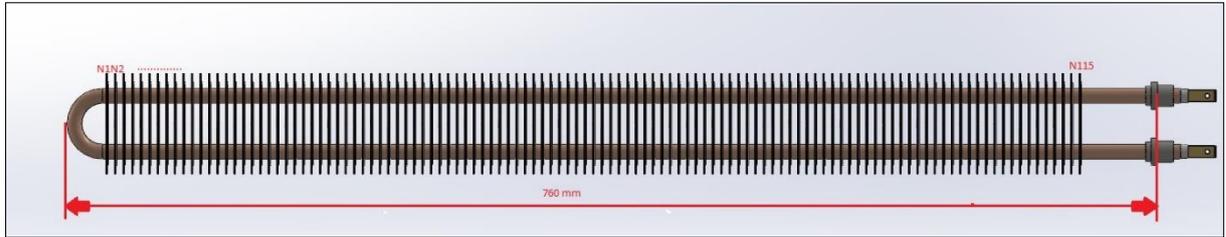


Ilustración 34. Resistencia de estudio.

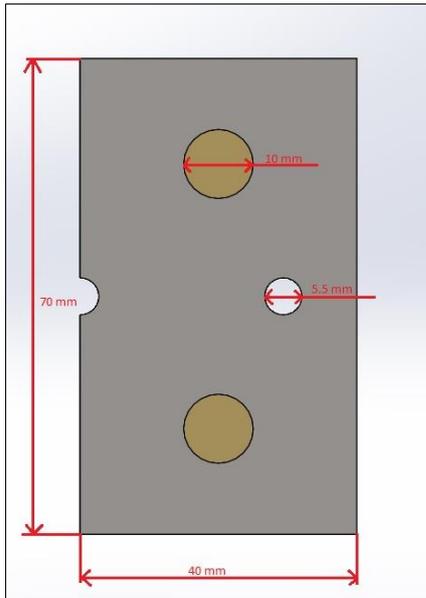


Ilustración 35. Aleta de estudio.

DATOS

- Número de aletas (N): $N = 115$
- Espesor de la aleta (t): $t = 0,75 \text{ mm} = 7,5 * 10^{-4} \text{ m}$
- Longitud de la aleta (L): $L = 70 \text{ mm}$
- Ancho de la aleta (W): $W = 40 \text{ mm}$
- Material aleta: Chapa aluminizada
- Material resistencia: Acero AISI 304
- T^amax superficie de la resistencia (T_s): $T_s = 200^\circ\text{C}$
- Irradianza (I): $I = 5,4 \frac{\text{W}}{\text{cm}^2}$
- Potencia (P): $P = 2500 \text{ W}$
- Diámetro del agujero (D_{agujero}): $D_{\text{agujero}} = 5,5 \text{ mm}$
- Diámetro resistencia (D_{res}): $D_{\text{res}} = 10 \text{ mm}$
- Longitud resistencia (L_{res}): $L_{\text{res}} = 760 \text{ mm}$

CALCULO DE EFICIENCIA DE LA ALETA



Vamos a calcular la eficiencia de la aleta dado que queremos ser lo más próximos a la realidad, si no tuviéramos en cuenta la eficiencia estaríamos considerando un caso ideal en el que la aleta estaría a la misma temperatura en todos sus puntos (Ilustración 36).

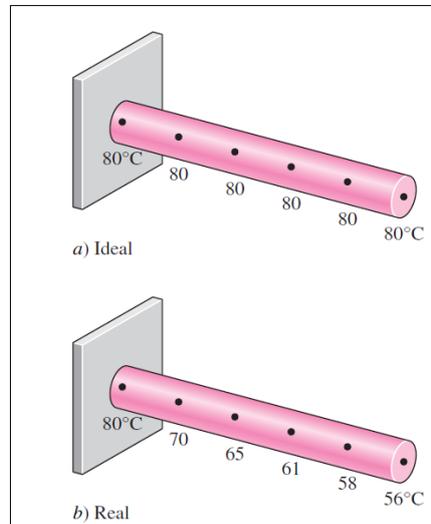


Ilustración 36. Eficiencia de una aleta.

Para calcular la eficiencia de la aleta vamos a usar la siguiente gráfica donde en función de la geometría de nuestra aleta calcularemos un coeficiente con el que entraremos a la tabla (Ilustración 37) y obtendremos la eficiencia:

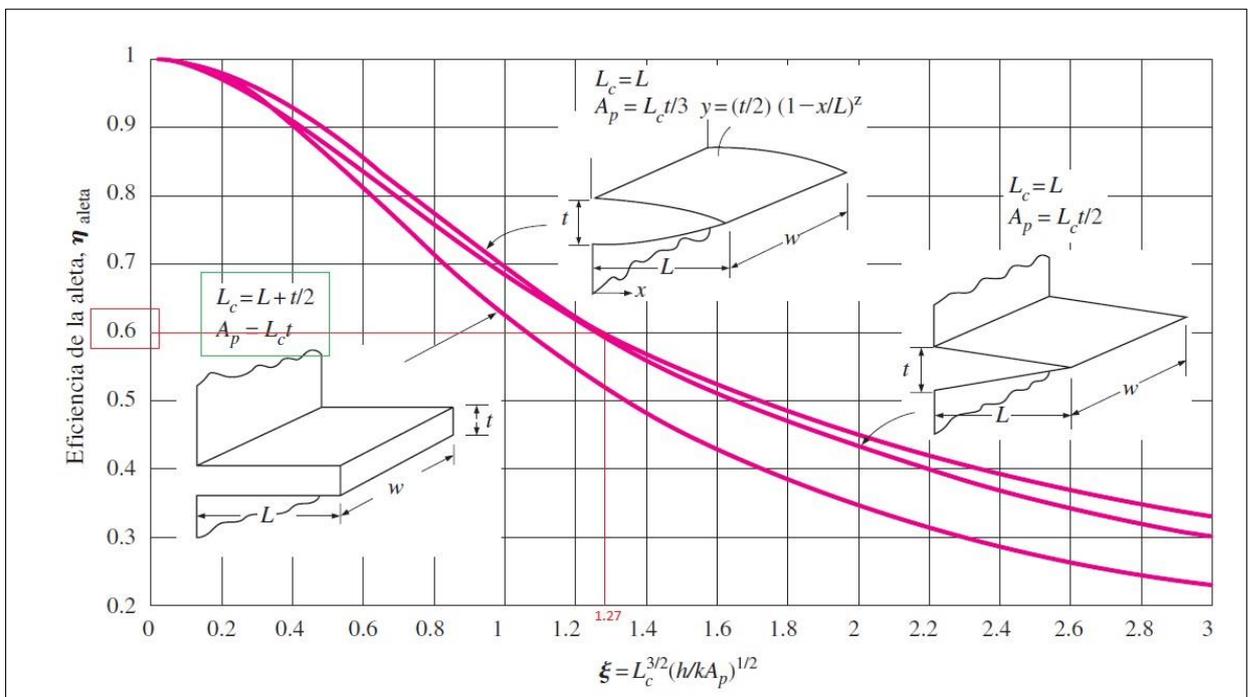


Ilustración 37. Tabla eficiencia de la aleta.



Cálculo de L_c y A_p :

$$L_c = L + \frac{t}{2} = 70 + \frac{0.75}{2} = 70.375 \text{ mm} = 0.070375 \text{ m}$$

$$A_p = L_c * t = 0.070375 \text{ m} * 7.5 * 10^{-4} \text{ m} = 5.278 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

Definición de h :

Para definir el coeficiente de transmisión de calor o coeficiente de película (h), tomamos la aplicación de "convección forzada de aire". Sus valores suelen estar entre 10-500 ($\frac{W}{m^2 * K}$), para nuestro estudio cogemos como referencia $h = 50$ ($\frac{W}{m^2 * K}$).

Definición de k :

Para seleccionar el coeficiente de conductividad térmica (k) tomamos como referencia el material de la aleta (chapa aluminizada) que tiene $k = 204$ ($\frac{W}{m * K}$).

Cálculo de la eficiencia:

$$\xi = L_c^{\frac{3}{2}} * \left(\frac{h}{k * A_p} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.070375^{\frac{3}{2}} * \left(\frac{50}{204 * 5.278 * 10^{-5}} \right)^{\frac{1}{2}} = 1.27$$

Con este valor extraemos la eficiencia de la tabla:

$$\eta_{aleta} = 0.6$$

CALCULO DE EFICIENCIA DE SUPERFICIE ALETEADA

Una vez calculada la eficiencia de la aleta, vamos a calcular la eficiencia de la superficie aleteada completa, es decir, de la resistencia.

$$\eta_{total} = 1 - \left(\frac{A_a}{A_t} \right) * (1 - \eta_{aleta}) \quad \text{donde} \quad A_t = A_a + A_d$$

A_a : área de las aletas

A_d : área desnuda (área que no pertenece a las aletas)

Cálculo de área de las aletas:

$$\begin{aligned} A_{aleta} &= (L * W) - (2 * A_{res}) - (A_{agujero}) - \left(\frac{A_{agujero}}{2} \right) \\ &= (70 * 40) - (2 * 78.54) - (23.758) - \left(\frac{23.758}{2} \right) = 2607.28 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Donde:

$$A_{res} = \pi * \left(\frac{D_{res}}{2} \right)^2 = \pi * \left(\frac{10}{2} \right)^2 = 78.54 \text{ mm}^2$$

$$A_{agujero} = \pi * \left(\frac{D_{agujero}}{2} \right)^2 = \pi * \left(\frac{5.5}{2} \right)^2 = 23.758 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, el área total de las aletas será:



$$A_a = 115 * 2 * A_{aleta} = 115 * 2 * 2607.28 \text{ mm}^2 = 599675.073 \text{ mm}^2$$

Cálculo del área desnuda:

El área desnuda podemos obtenerla mediante 2 métodos:

1. Geométricamente
2. A partir de la irradiancia

Cálculo geométrico:

Sabiendo que la longitud de la resistencia es:

$$L_{TotalRes} = 1557.67 \text{ mm}$$

Habiéndola obtenido a partir del modelo 3D del fabricante, calculamos el área total y le restamos la superficie en la que las aletas están en contacto con ella.

$$A_{TotalRes} = (2 * \pi * r) * 1557.67 \text{ mm} = 48935.646 \text{ mm}^2$$

$$A_{contacto aletas} = 115 * [2 * [(2 * \pi * r) * t]] = 115 * [2 * [(2 * \pi * 5) * 0.75]] \\ = 5419.25 \text{ mm}^2$$

$$A_d = A_{TotalRes} - A_{contacto aletas} = 48935.646 - 5419.25 = 43516.396 \text{ mm}^2$$

Cálculo a partir de la irradiancia:

$$I = \frac{P}{A_d} \rightarrow A_d = \frac{P}{I} = \frac{2500 \text{ W}}{5.4 \frac{\text{W}}{\text{cm}^2}} = 462.962 \text{ cm}^2 = 46296.2 \text{ mm}^2$$

Como puede observarse, el resultado es muy próximo, lo cual nos indica que el valor obtenido a partir de la irradiancia es fiable. Dado que la irradiancia es un dato dado por el fabricante, lo tomaremos como más preciso y será el que emplearemos para nuestro cálculo.

Cálculo de la eficiencia:

$$\eta_{total} = 1 - \left(\frac{A_a}{A_t}\right) * (1 - \eta_{aleta}) = 1 - \left(\frac{599675.073 \text{ mm}^2}{645971.273 \text{ mm}^2}\right) * (1 - 0.6) = 0.628$$

COMPARATIVA RESISTENCIA CON ALETAS FRENTE A SIN ALETAS

Calor disipado por la resistencia con aletas:

$$Q_{con aletas} = \eta_{total} * A_t * h * (T_0 - T_\infty) \\ = 0.628 * 0.645971273 \text{ m}^2 * 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * (200 - 20) \text{ K} = 3651.03 \text{ W} \\ = 3651.03 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

De este resultado obtenemos la conclusión de que la capacidad de disipación de esta resistencia por unidad de tiempo es superior a la potencia que desprende, por lo tanto, la refrigeración de esta será favorable.



Calor disipado por la resistencia sin aletas:

El área necesaria la tenemos calculada del apartado anterior, es el área a partir de la cual hemos calculado el área desnuda.

$$Q_{\text{sin aletas}} = A_{\text{TotalRes}} * h * (T_0 - T_{\infty}) = 0.048935646 \text{ m}^2 * 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}} * (200 - 20)\text{K}$$
$$= 440.42 \text{ W} = 440.42 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

De este resultado vemos que la disipación de calor por unidad de tiempo es inferior a la potencia que genera la resistencia, por lo que la refrigeración de esta será mucho más desfavorable.

Cálculo de la efectividad de las aletas:

Vamos a cuantificar cuanto más favorable es la resistencia con aletas frente a una sin aletas calculando la efectividad de esta:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{con aletas}}}{Q_{\text{sin aletas}}} = \frac{3651.03 \text{ W}}{440.42 \text{ W}} = 8.29$$

Al obtener una eficiencia por encima de 1, nos indica que efectivamente, estas aletas favorecen la refrigeración. Concretamente, disiparemos 8.29 veces más calor que sin aletas.

2.2.2. Caudal de aire de refrigeración

Para dimensionar nuestros modelos de simulación debemos hacer un cálculo previo usando los elementos que hemos seleccionado y las ecuaciones básicas de la termodinámica.

Este cálculo se ha llevado a cabo mediante una hoja Excel para poder plantear varios supuestos sin necesidad de hacer los cálculos a mano, sino únicamente cambiando el valor que se desee.

A continuación, se detallan dichos cálculos:

1. Partimos de la ecuación $Q = m * C_p * (T_s - T_e)$ donde conocemos:
 - a. $Q = 60 \text{ kW}$
 - b. $C_p = 1,012 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$
2. Debemos seleccionar el incremento de temperatura deseado entre la entrada de aire y la salida de este. Establecemos como tope una temperatura de salida de aire caliente de 60°C.
 - a. $\Delta T_1 = 20\text{K}$ donde $T_s = 313\text{K}$ y $T_e = 293\text{K}$
 - b. $\Delta T_2 = 30\text{K}$ donde $T_s = 323\text{K}$ y $T_e = 293\text{K}$
 - c. $\Delta T_3 = 40\text{K}$ donde $T_s = 333\text{K}$ y $T_e = 293\text{K}$
3. Planteamos estos 3 supuestos y obtenemos "m" despejando de la ecuación inicial.
 - a. $m_1 = 10671,93 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$
 - b. $m_2 = 7114,62 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$
 - c. $m_3 = 5335,96 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$



4. Ahora calculamos el volumen de aire asociado a cada flujo másico para estimar cuantos ventiladores necesitaremos en casa caso para cumplir el incremento de temperatura deseado. Aplicamos la fórmula $V = m/\rho_{aire}$ sabiendo que $\rho_{aire} = 1,29 \text{ kg/m}^3$.
 - a. $V_1 = 8272,82 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
 - b. $V_2 = 5515,21 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
 - c. $V_3 = 4136,40 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
5. El caudal de aire del ventilador que hemos seleccionado tiene $V_{ventilador} = 1884,54 \text{ m}^3/\text{h}$, por lo que para cada caso se estiman necesarios el siguiente número de ventiladores:
 - a. $N_1 = 4,4 \sim 5$ ventiladores
 - b. $N_2 = 2,9 \sim 3$ ventiladores
 - c. $N_3 = 2,2 \sim 2$ ventiladores (aproximamos a 2 aunque sea un poco más desfavorable)

Con los resultados obtenidos, directamente descartamos la opción "a" por que usar 5 ventiladores incrementa mucho el coste del proyecto y una temperatura de salida algo superior también puede ser válida siempre que no incremente los 60°C que es el tope que hemos establecido.

Respecto a las otras dos opciones, es interesante estudiar ambas mediante una simulación de un modelo 3D; si la opción de 2 ventiladores no supera los 60°C conforme a la estimación teórica, será la mejor opción para nuestro proyecto.



3. MODELOS DE ESTUDIO

3.1. Modelado

MODELO 1: Modelo de 3 ventiladores

Modelo más conservador (mayor factor de seguridad, coste más caro). Montamos un mayor número de ventiladores y nos arriesgamos menos a que la temperatura de salida real sea excesiva.

MODELO 2: Modelo de 2 ventiladores

Modelo menos conservador (menor factor de seguridad, coste más económico). Montamos un menor número de ventiladores y confiamos en que el cálculo mediante software sea acertado y no difiera mucho de la realidad.

3.2. Descripción de los modelos

Ambos modelos son completamente similares excepto por en número de ventiladores; poseen la misma estructura y el mismo número de resistencias con la misma distribución.

3.2.1. Estructura

Tanto las resistencias como los ventiladores irán montados sobre una estructura de acero soldada y posteriormente pintada (Ilustraciones 38 y 39).

Esta estructura presenta un volumen donde está distribuidas nuestras resistencias. En este volumen entrará el aire impulsado por los ventiladores y saldrá el aire caliente que intentamos evacuar.

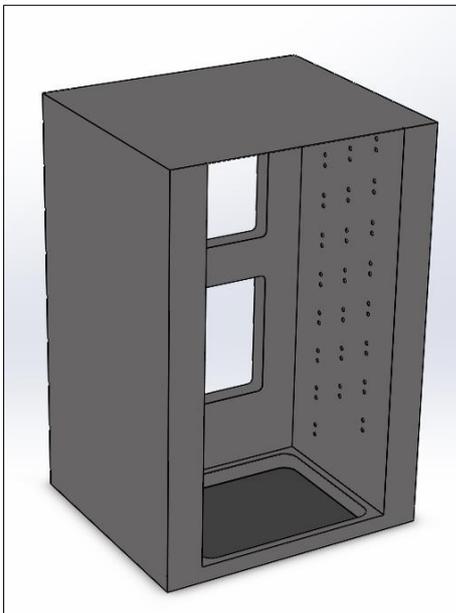


Ilustración 38. Estructura 2 ventiladores.

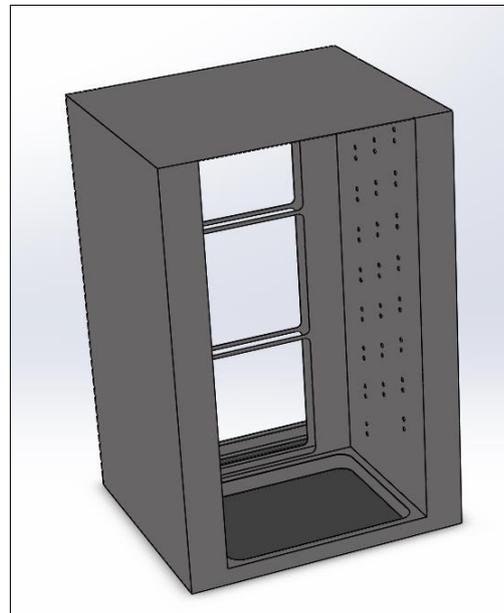


Ilustración 39. Estructura 3 ventiladores.

Como puede verse, se han añadido huecos en la base de la estructura para aligerar la estructura. Además, el volumen que se ve no es macizo si no hueco construido con chapa de 2mm de espesor para ahorrar costes y peso.



3.2.2. Resistencia

Aquí podemos ver el modelo 3D de la resistencia que hemos seleccionado (Ilustraciones 40, 41 y 42), como ya comentamos durante la selección del modelo, presenta aletas para mejorar su refrigeración.

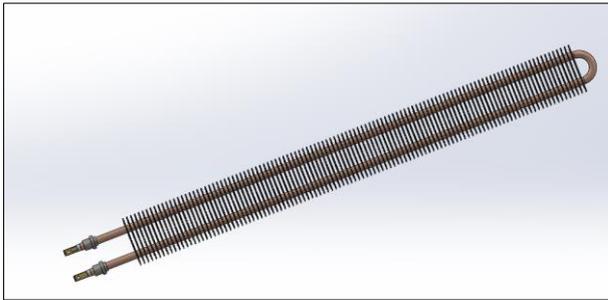


Ilustración 40. Modelo resistencia de aletas planas 1.

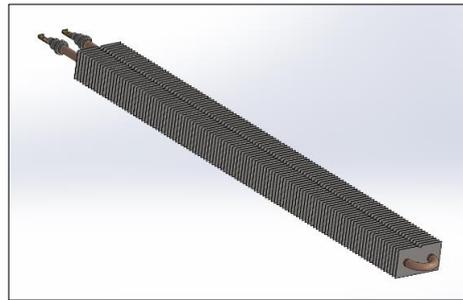


Ilustración 41. Modelo resistencia de aletas planas 2.



Ilustración 42. Modelo resistencia de aletas planas 3.

3.2.3. Ventilador

Mostramos también algunas imágenes del modelo 3D del ventilador seleccionado (Ilustraciones 43 y 44). Puede apreciarse que este va impulsado por un motor eléctrico del fabricante WEG y que posee una protección metálica para evitar el acceso a las aspas intencionadamente o por accidente.

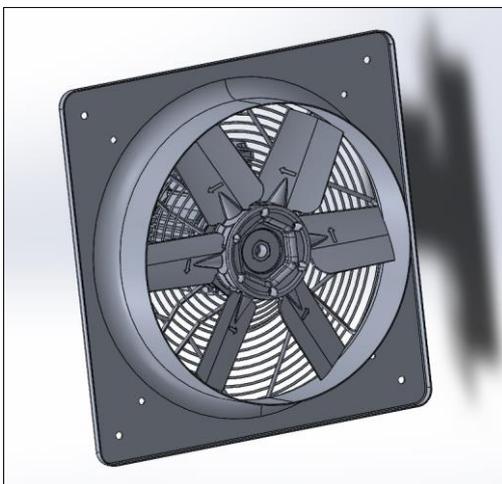


Ilustración 43. Modelo ventilador 1.

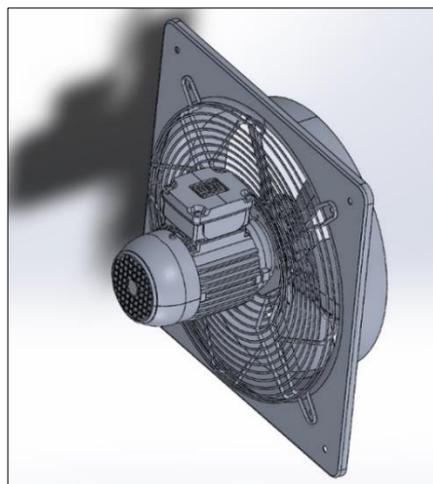


Ilustración 44. Modelo ventilador 2.



3.2.4. Disposición de las resistencias

Tal y como concretamos en nuestros cálculos previos, se ha diseñado una distribución de las 24 resistencias en un volumen que pudiera ser cubierto en altura por 2 ventiladores que es nuestro caso más desfavorable.

Estas se han repartido en tres filas colocándolas al tresbolillo (Ilustraciones 45, 46, 47 y 48). De esta forma se favorece la expulsión horizontal de aire caliente.

También se han colocado en orden ascendente las resistencias de la parte inferior colocando la más baja más cercana al ventilador dado que el aire caliente tiende a subir y cuanto más lejos este el aire del ventilador más caliente estará por su paso a través de las resistencias.

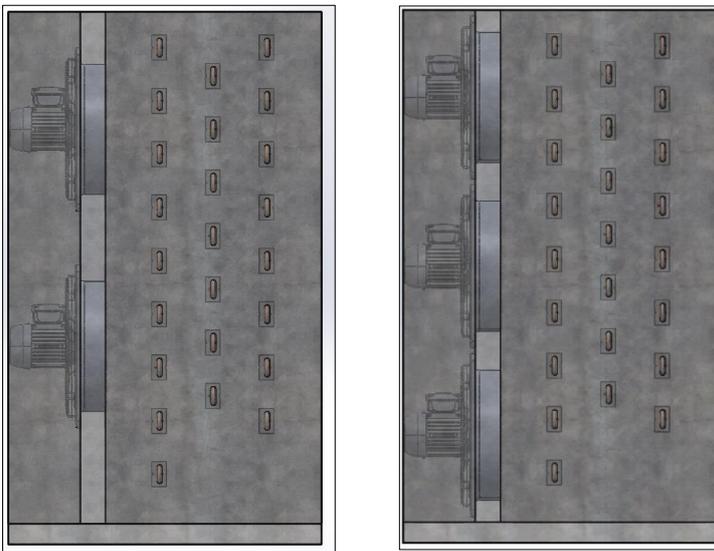


Ilustración 45. Distribución de resistencias.

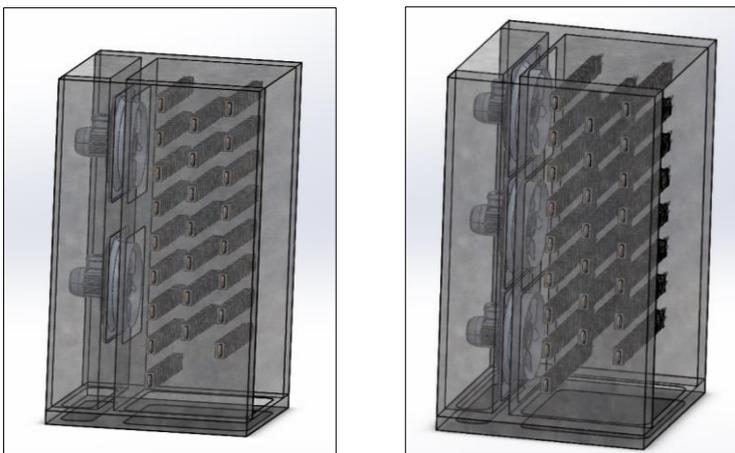


Ilustración 46. Vista en perspectiva distribución de resistencias.

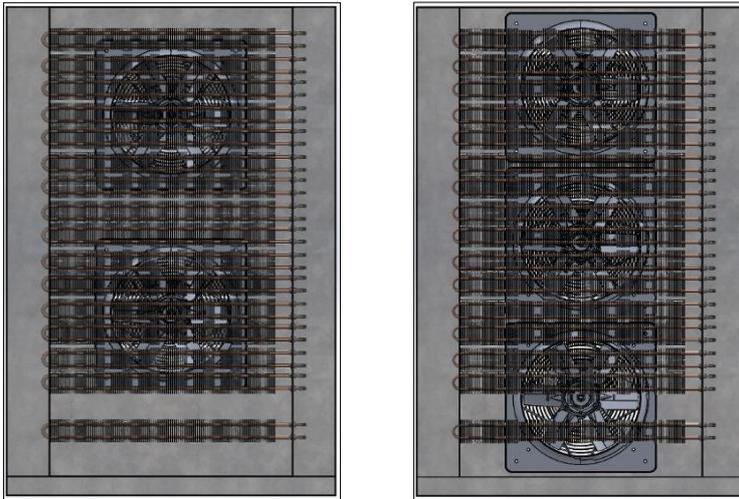


Ilustración 47. Vista frontal distribución de resistencias.

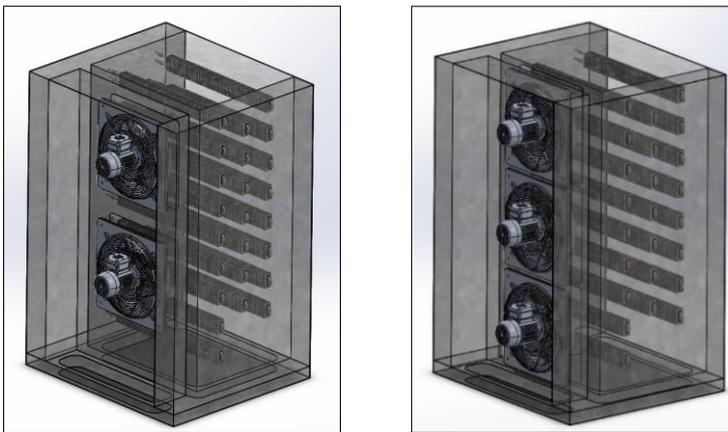


Ilustración 48. Vista en perspectiva distribución de resistencias desde atrás.

3.2.5. Modelo de estudio

3.2.5.1. Entorno de simulación

El entorno de simulación se basa en el modelo que se muestra a continuación (Ilustración 49). Como comentábamos al inicio del proyecto, la idea es seccionar un contenedor de 20 pies dedicando una de las salas a la aplicación que estamos estudiando.

En este diseño, podemos ver como el banco de carga iría colocado en el interior del contenedor junto a una rejilla de expulsión al exterior. De esta manera minimizamos el calentamiento del habitáculo que puede dar lugar a deterioros en la pintura interior, averías en componentes eléctricos y luces interiores, e incluso llegar a imposibilitar el acceso al interior.

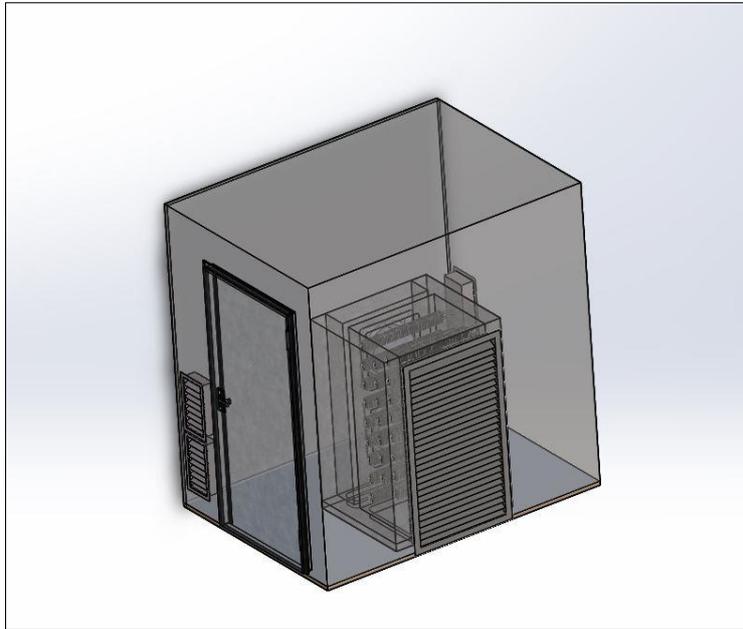


Ilustración 49. Modelo del entorno de simulación.

Se ha adaptado una puerta a la envolvente del contenedor para poder tener un acceso sencillo para cualquier tipo de mantenimiento o reparación.

También podemos apreciar la colocación de rejillas de aspiración a ambos lados de la sala para que los ventiladores puedan aspirar aire exterior a temperatura ambiente (Ilustraciones 50 y 51). De esta manera evitamos que conforme se calienta la sala el ventilado use aire con una temperatura de entrada cada vez mayor. Además, favorecemos también que no se incremente la temperatura de la sala al tener un flujo de aire constante.

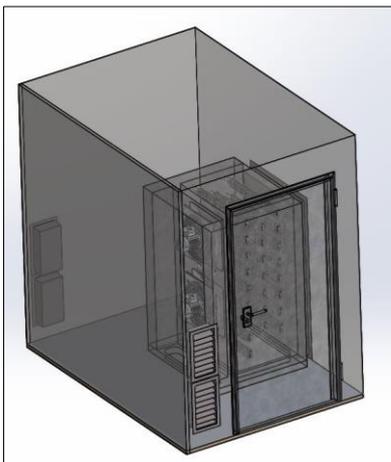


Ilustración 50. Detalle 1 entorno simulación.

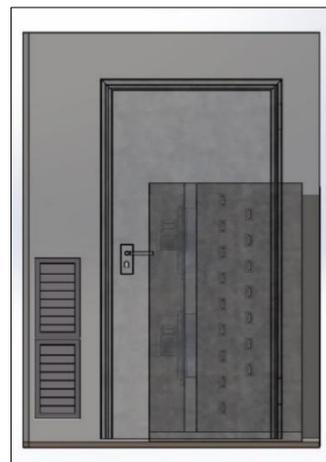


Ilustración 51. Detalle 2 entorno de simulación.



3.2.5.2. Modelos simplificados

De cara a tener un cálculo más ágil, se ha simplificado el modelo mostrado anteriormente obteniendo uno que posee únicamente la información que necesitamos para nuestro cálculo (Ilustración 52). Estas modificaciones han surgido tras obtener numerosos errores en el cálculo con el modelo de mayor detalle, forzando así a tomar esta decisión:

- Se ha definido como volumen de estudio el mismo volumen que tendríamos en el interior del contenedor.
- Se han definido las condiciones de contorno.
- Se ha definido la temperatura y presión de aire de entrada.
- Se ha sustituido el modelo 3D del ventilador por un volumen igual al que abarcan las aspas otorgándole la velocidad de giro y el caudal de aire que tiene el modelo seleccionado.
- Se ha sustituido el modelo 3D de la resistencia con aletas a un volumen de las mismas dimensiones que el tubo de la resistencia y se le ha aplicado la potencia que tiene cada una de ellas en vatios.
- Se han definido las áreas de aspiración y expulsión de aire.
- Se han definido los materiales. En este caso todos los materiales que influyen en el estudio son acero al carbono AISI 304. Para este cálculo, con aplicar este material es suficiente. Si fuéramos a hacer un estudio de detalle, por ejemplo, de transmisión de calor en las aletas de alúmina que lleva la resistencia si debiéramos diferenciar ambos materiales.

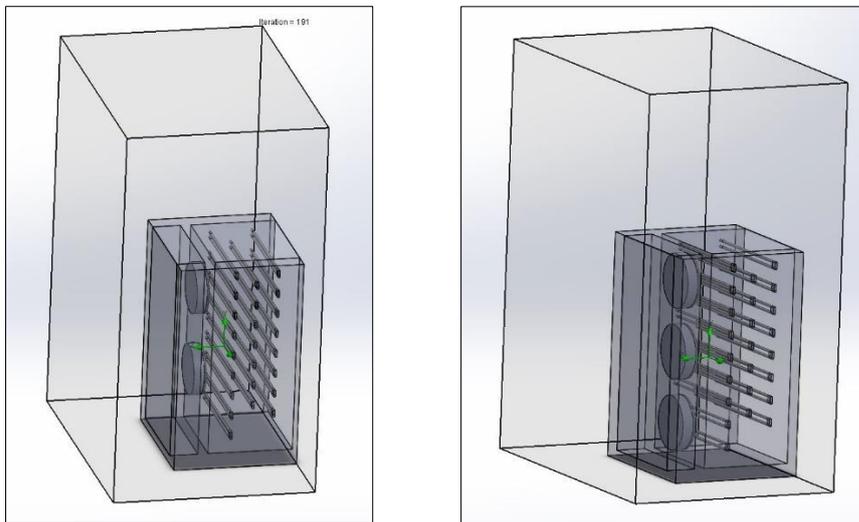


Ilustración 52. Modelo simplificado para simplificar simulación.



4. RESULTADOS

4.1. Análisis de resultados

4.1.1. Modelo 1

Tras simular el "Modelo 1" obtenemos los siguientes resultados, mostramos por un lado la temperatura media del aire de entrada y por otro la temperatura máxima alcanzada en la salida (Ilustración 53).

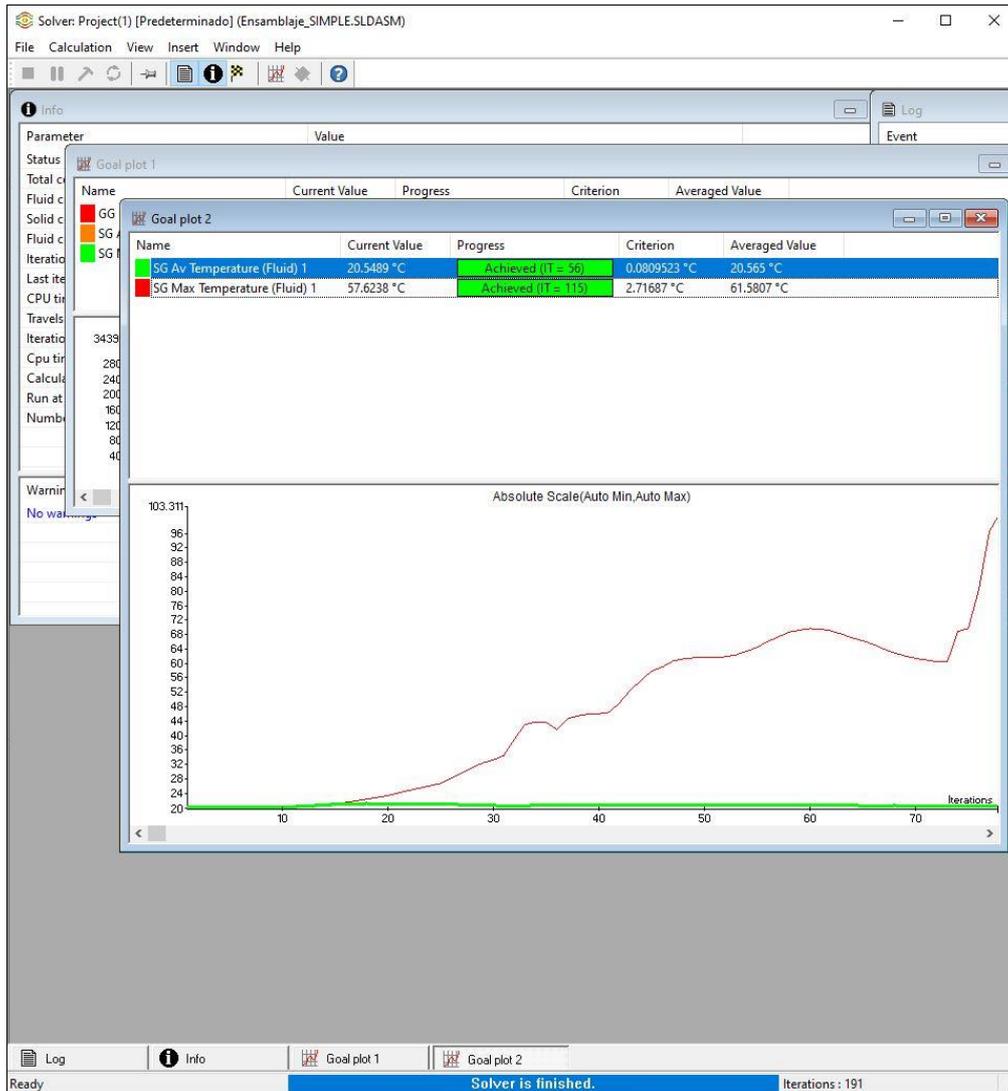


Ilustración 53. Resultados "Modelo 1".

Si comparamos los resultados obtenidos mediante Solidworks con los cálculos teóricos de partida tenemos los siguiente:

	Valor cálculo previo	Valor simulación	% de error
Temperatura de entrada	20°C	20.57°C	2.85 %
Temperatura de salida	60°C	61.58°C	2.63 %



Siendo la temperatura de entada la que corresponde al área de aspiración de los ventiladores y la temperatura de salida la que corresponde al área de expulsión de calor de la estructura que queda pegada a la rejilla de expulsión del contenedor.

A continuación, mostramos el gradiente de temperatura en diferentes puntos de interés, siendo la temperatura mínima (azul) 19.82°C y la máxima (rojo) 80°C (Ilustraciones 54, 55 y 56):

- Sección lateral

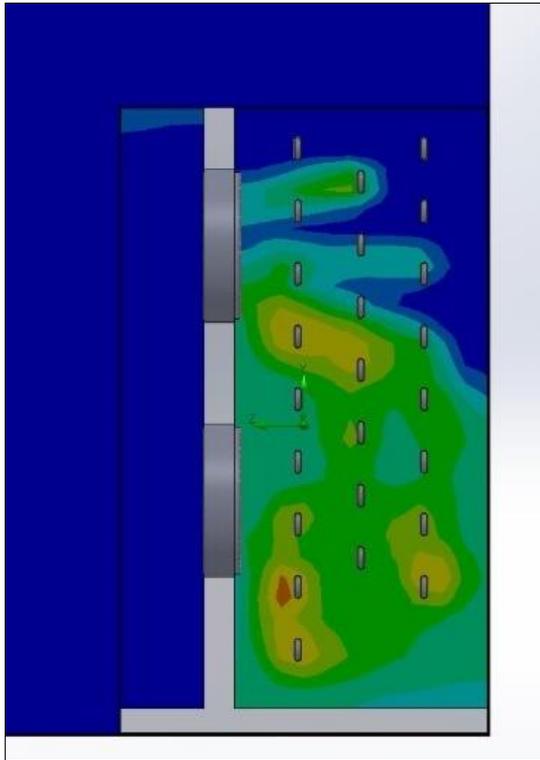


Ilustración 54. Imagen termográfica sección lateral.

- En el área de expulsión

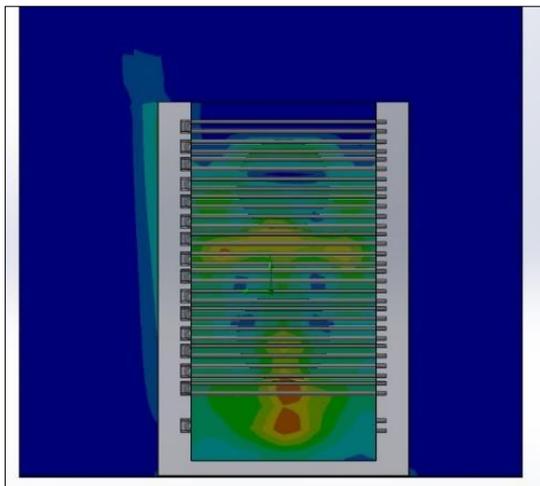


Ilustración 55. Imagen termográfica expulsión.



- Sección frontal en un punto medio.

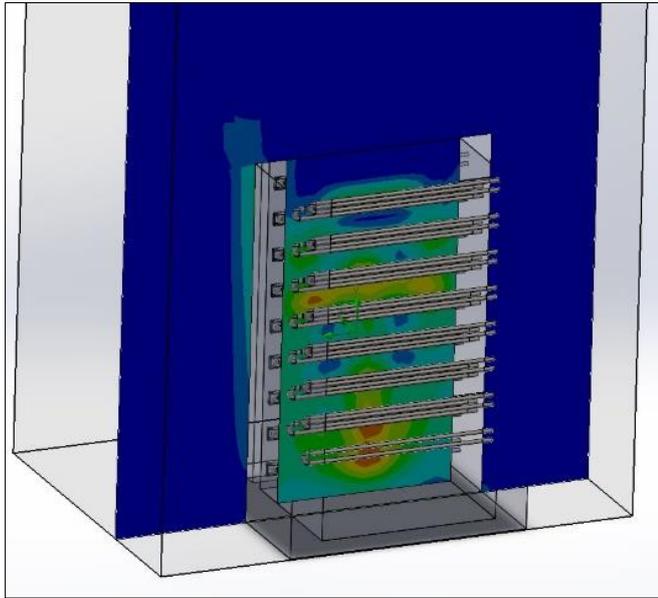


Ilustración 56. Imagen termográfica sección frontal punto medio.

4.1.2. Modelo 2

Tras simular el “Modelo 2” obtenemos los siguientes resultados, los mostramos de igual manera que los del “Modelo 1”.

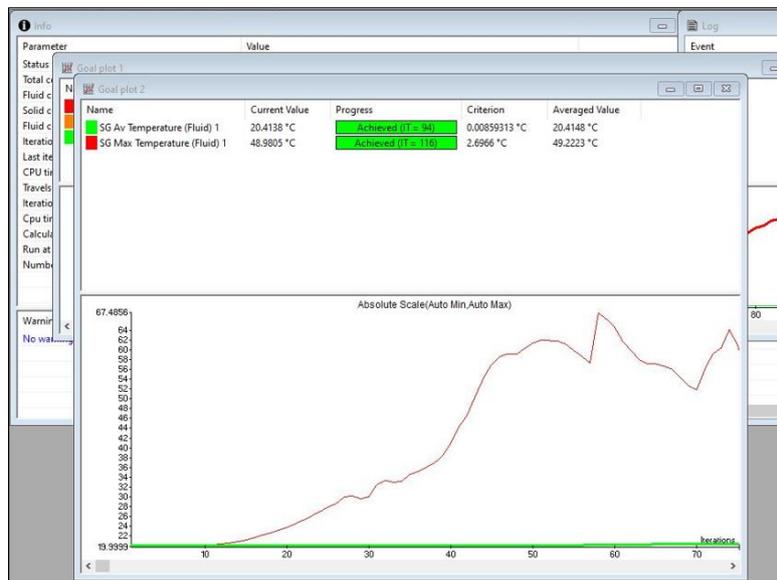


Ilustración 57. Resultados “Modelo 2”

Si comparamos los resultados obtenidos mediante Solidworks con los cálculos teóricos de partida tenemos los siguiente:

	Valor cálculo previo	Valor simulación	% de error
Temperatura de entrada	20°C	20.41°C	2.05 %
Temperatura de salida	50°C	49.22°C	-1.56 %



A continuación, mostramos el gradiente de temperatura en diferentes puntos de interés, siendo la temperatura mínima (azul) 19.82°C y la máxima (rojo) 80°C (Ilustraciones 58, 59 y 60):

- Sección lateral.

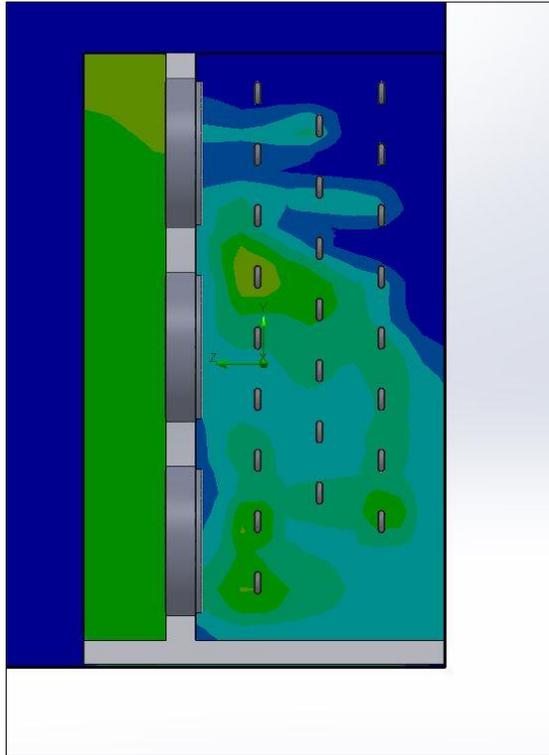


Ilustración 58. Imagen termográfica sección lateral.

- En el área de expulsión.

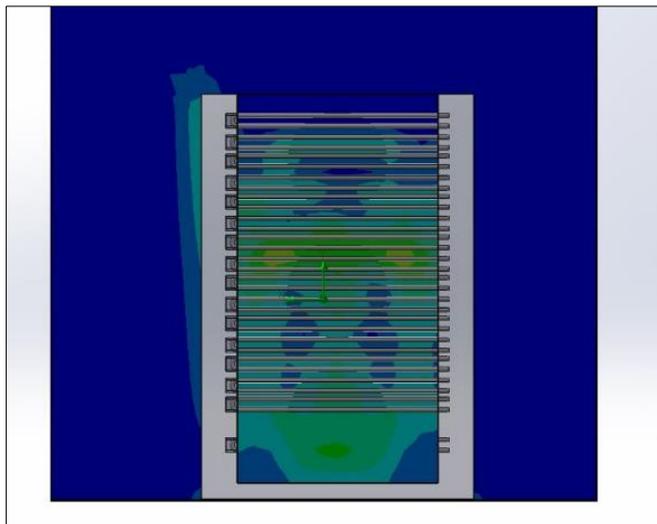


Ilustración 59. Imagen termográfica expulsión.



- Sección frontal en un punto medio.

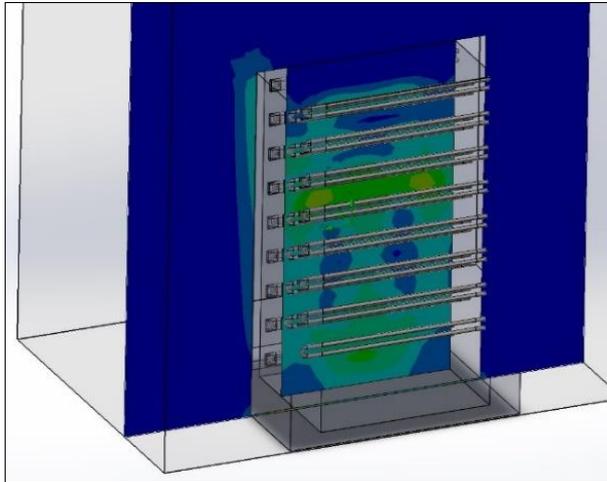


Ilustración 60. Imagen termográfica sección frontal punto medio.

5. CONCLUSIONES

5.1. Análisis de los resultados

5.1.1. Resultados modelo 1

Como hemos podido ver en la tabla de resultados del “modelo 1”, los resultados de la simulación concuerdan con los estimados mediante nuestros cálculos de partida, únicamente tenemos un error de entre 2.5 y 3%.

La temperatura de salida es ligeramente superior a la estimada, esto tiene sentido dado que en nuestros cálculos de partida obteníamos una demanda de 2.2 ventiladores para cubrir nuestro requisito de incremento de temperatura, pero nosotros aproximamos a 2, lo cual nos perjudicaba de cara al objetivo.

Pueden observarse en los gráficos ciertos puntos en los que la temperatura del aire alcanza valores entorno a los 80°C.

La temperatura supera por muy poco el límite que habíamos establecido, por lo que el resultado podría ser aceptable. Ciertamente es que entre el cálculo realizado y la aplicación real también habrá un error que actualmente desconocemos, este puede favorecernos o perjudicarnos.

5.1.2. Resultados modelo 2

Como hemos podido ver en la tabla de resultados del “modelo 2”, los resultados de la simulación concuerdan con los estimados al igual que pasaba con el “modelo 1”, únicamente tenemos un error de entre 1.5 y 2% aproximadamente.

La temperatura de salida es ligeramente inferior a la estimada, esto tiene sentido dado que en nuestros cálculos de partida obteníamos una demanda de 2.9 ventiladores para cubrir nuestro requisito de incremento de temperatura, pero nosotros aproximamos a 3, lo cual nos beneficia de cara al objetivo.



En este caso, a diferencia del "modelo 1", puede observarse que en los gráficos no se presentan puntos donde la temperatura se acerque a los 80°C, aquí ya puede apreciarse que con esta solución tendremos una importante reducción en la temperatura del aire.

La temperatura es ligeramente inferior a la deseada, por lo que los resultados han sido muy satisfactorios. Además, todavía tendríamos 10.78°C de margen para afrontar un posible error entre los resultados de la simulación y la aplicación real.

5.1.3. Solución final

Tras analizar y comentar los resultados obtenidos, la solución que escogería sería el "Modelo 2".

Esta solución aporta mayores garantías para el cliente y para el fabricante. Nos protege de cara a futuras reclamaciones respecto a problemas de funcionamiento o excesiva temperatura de aire de expulsión durante su puesta en marcha, como hemos comentado tenemos la incertidumbre del error entre los resultados obtenidos en la simulación y los valores reales.

Respecto al coste, uno de los puntos importantes a tener en cuenta, la diferencia es prácticamente 1 ventilador. Es cierto que la estructura sería algo más cara ya que requiere algo más de soldadura por lo que incrementaría el coste de mano de obra, pero la principal desviación sería el coste de 1 ventilador que ronda los 200€ en una solución global de un coste muy superior.



6. ANEJOS

6.1. Informes de cálculo

6.1.1. Informe modelo 1

INPUT DATA

Global Mesh Settings

Automatic initial mesh: *On*

Result resolution level: *3*

Advanced narrow channel refinement: *Off*

Refinement in solid region: *Off*

Geometry Resolution

Evaluation of minimum gap size: *Automatic*

Evaluation of minimum wall thickness: *Automatic*

Computational Domain

Size

X min	<i>-1.000 m</i>
X max	<i>1.000 m</i>
Y min	<i>-0.741 m</i>
Y max	<i>2.000 m</i>
Z min	<i>-0.440 m</i>
Z max	<i>1.000 m</i>

Boundary Conditions

2D plane flow	<i>None</i>
At X min	<i>Default</i>
At X max	<i>Default</i>
At Y min	<i>Default</i>
At Y max	<i>Default</i>
At Z min	<i>Default</i>



At Z max	Default
----------	---------

Physical Features

Heat conduction in solids: *On*

Heat conduction in solids only: *Off*

Radiation: *Off*

Time dependent: *Off*

Gravitational effects: *On*

Rotation: *Local region(s) (Averaging)*

Flow type: *Laminar and turbulent*

High Mach number flow: *Off*

Humidity: *Off*

Free surface: *Off*

Default roughness: *0 micrometer*

Gravitational Settings

X component	<i>0 m/s²</i>
Y component	<i>-9.81 m/s²</i>
Z component	<i>0 m/s²</i>

Ambient Conditions

Thermodynamic parameters	Static Pressure: <i>101325.00 Pa</i> Temperature: <i>20.00 °C</i>
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: <i>0 m/s</i> Velocity in Y direction: <i>0 m/s</i> Velocity in Z direction: <i>0 m/s</i>
Solid parameters	Default material: <i>AlSi 304</i> Initial solid temperature: <i>20.00 °C</i>



Material Settings

Fluids

Air

Solids

AISI 304

Boundary Conditions

Static Pressure 1

Type	<i>Static Pressure</i>
Faces	<i>tapa-1/Saliente-Extruir1//Face tapa-2/Saliente-Extruir1//Face</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>Z</i>
Thermodynamic parameters	<p>Static pressure: <i>101325.00 Pa</i></p> <p>Temperature type: <i>Temperature of initial components</i></p> <p>Temperature: <i>20.00 °C</i></p>
Turbulence parameters	<i>Boundary layer parameters</i>

Inlet Mass Flow 1

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	<i>Volumen ventilador-2/Saliente-Extruir1//Face</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>X</i>
Flow parameters	<p>Flow vectors direction: <i>Swirl</i></p> <p>Mass flow rate: <i>0.5229 kg/s</i></p> <p>Relative to rotating frame: <i>No</i></p> <p>Inlet profile: <i>0</i></p> <p>Angular velocity: <i>146.600 rad/s</i></p> <p>Radial velocity: <i>0 m/s</i></p>
Thermodynamic parameters	<p>Approximate pressure: <i>101325.00 Pa</i></p> <p>Temperature type: <i>Temperature of initial components</i></p>



	Temperature: 20.00 °C
Turbulence parameters	Boundary layer parameters

Inlet Mass Flow 2

Type	Inlet Mass Flow
Faces	Volumen ventilador-1/Saliente-Extruir1//Face
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Swirl Mass flow rate: 0.5229 kg/s Relative to rotating frame: No Inlet profile: 0 Angular velocity: 146.600 rad/s Radial velocity: 0 m/s
Thermodynamic parameters	Approximate pressure: 101325.00 Pa Temperature type: Temperature of initial components Temperature: 20.00 °C
Turbulence parameters	Boundary layer parameters

Heat Surface Sources

SS Heat Generation Rate 1

Type	Heat generation rate
Faces	Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-2 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-6 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-19 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-17 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-24 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-22 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-22 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-23 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-13 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-15 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16 RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16@Ensamblaje_SIMPLE Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-18 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-20 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-3 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-23 Cara<1>@RESISTENCIA



<p>SIMPLIFICADA-18 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-22 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-15 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-19 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-4 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-8 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-9 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-21 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-15 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-6 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-6 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-19 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-18 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-20 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-20 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-10 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-12 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-12 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-1 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-5 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-5 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-21 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-8 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-3 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-21 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-14 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-8 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-23 RESISTENCIA SIMPLIFICADA- 13@Ensamblaje_SIMPLE Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-14 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-24 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-11 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-13 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-14 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-17 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-17 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-2 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-2 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-3 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-9 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-5 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-4 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-11 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-12 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-13 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-1 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-10 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-7 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-7 Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-9 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-1 Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-24 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-10 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-11 Cara<1>@RESISTENCIA</p>



	<i>SIMPLIFICADA-4 Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-7</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>X</i>
Toggle	<i>On</i>
Heat generation rate	<i>60000.000 W</i>

Goals

Global Goals

GG Av Total Temperature 1

Type	<i>Global Goal</i>
Goal type	<i>Total Temperature</i>
Calculate	<i>Average value</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Criteria	<i>-272.15 °C</i>
Use in convergence	<i>On</i>

Surface Goals

SG Max Temperature (Fluid) 1

Type	<i>Surface Goal</i>
Goal type	<i>Temperature (Fluid)</i>
Calculate	<i>Maximum value</i>
Faces	<i>Cara<1>@tapa-1</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Criteria	<i>-272.15 °C</i>
Use in convergence	<i>On</i>

SG Av Temperature (Fluid) 1

Type	<i>Surface Goal</i>
Goal type	<i>Temperature (Fluid)</i>
Calculate	<i>Average value</i>
Faces	<i>Cara<1>@tapa-2</i>



Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Criteria	<i>-272.15 °C</i>
Use in convergence	<i>On</i>

Calculation Control Options

Finish Conditions

Finish Conditions	<i>If all are satisfied</i>
Maximum travels	<i>4.000</i>
Goals convergence	<i>Analysis interval: 0.500</i>

Solver Refinement

Refinement: *Disabled*

Results Saving

Save before refinement	<i>On</i>
------------------------	-----------

Advanced Control Options

Flow Freezing

Flow freezing strategy	<i>Disabled</i>
------------------------	-----------------

Engineering Database

Solids

AISI 304

Path: *Solids User Defined\SOLIDWORKS Material\AISI 304*

Density: *8000.00 kg/m³*

Specific heat: *500.0 J/(kg*K)*

Conductivity type: *Isotropic*

Thermal conductivity: *16.0000 W/(m*K)*

Electrical conductivity: *Dielectric*

Radiation properties: *No*

Melting temperature: *No*

Gases

Air

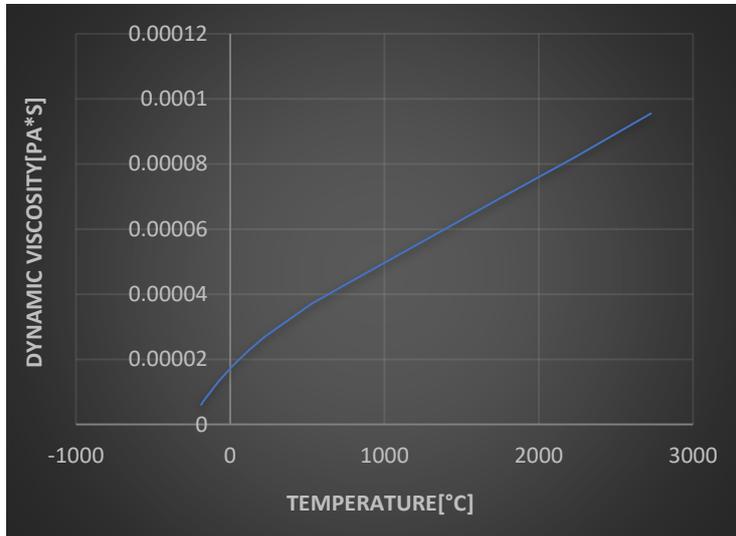
Path: *Gases Pre-Defined*



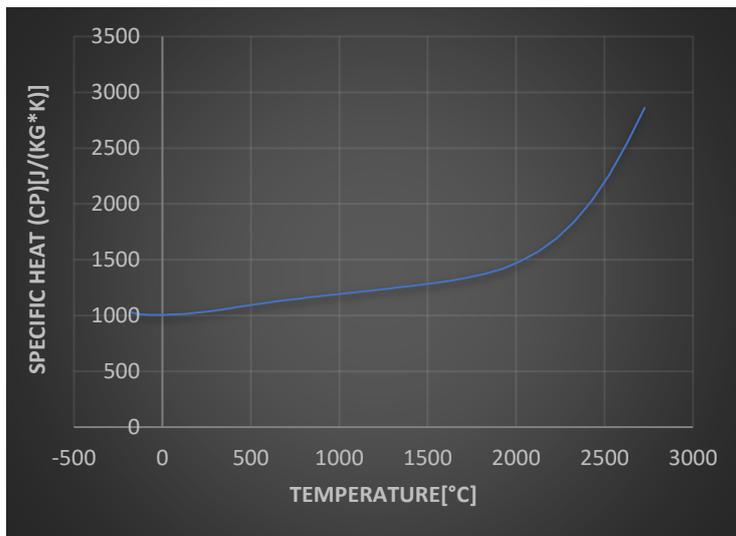
Specific heat ratio (C_p/C_v): 1.399

Molecular mass: 0.0290 kg/mol

Dynamic viscosity

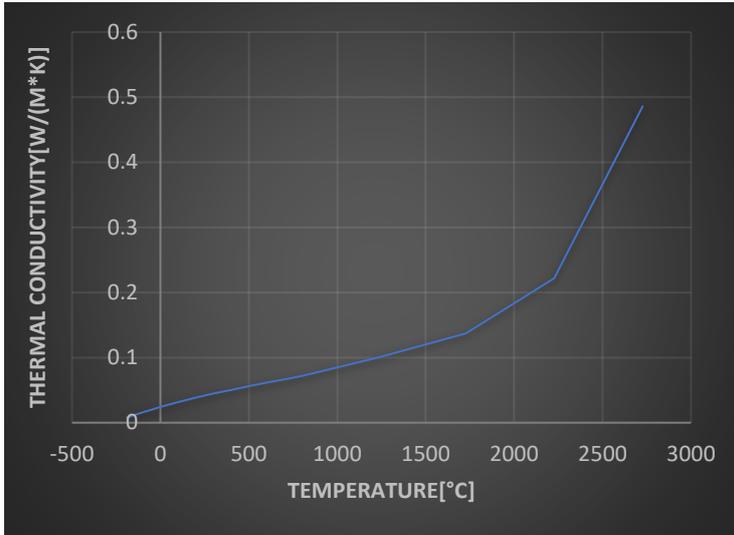


Specific heat (Cp)





Thermal conductivity



6.1.2. Informe modelo 2

INPUT DATA

Global Mesh Settings

Automatic initial mesh: *On*

Result resolution level: *3*

Advanced narrow channel refinement: *Off*

Refinement in solid region: *Off*

Geometry Resolution

Evaluation of minimum gap size: *Automatic*

Evaluation of minimum wall thickness: *Automatic*

Computational Domain

Size

X min	-1.000 m
X max	1.000 m
Y min	-0.743 m
Y max	2.000 m
Z min	-0.440 m
Z max	1.000 m



Boundary Conditions

2D plane flow	<i>None</i>
At X min	<i>Default</i>
At X max	<i>Default</i>
At Y min	<i>Default</i>
At Y max	<i>Default</i>
At Z min	<i>Default</i>
At Z max	<i>Default</i>

Physical Features

Heat conduction in solids: *On*

Heat conduction in solids only: *Off*

Radiation: *Off*

Time dependent: *Off*

Gravitational effects: *On*

Rotation: *Local region(s) (Averaging)*

Flow type: *Laminar and turbulent*

High Mach number flow: *Off*

Humidity: *Off*

Free surface: *Off*

Default roughness: *0 micrometer*

Gravitational Settings

X component	<i>0 m/s²</i>
Y component	<i>-9.81 m/s²</i>
Z component	<i>0 m/s²</i>

Ambient Conditions

Thermodynamic parameters	<i>Static Pressure: 101325.00 Pa</i> <i>Temperature: 20.00 °C</i>
Velocity parameters	<i>Velocity vector</i> <i>Velocity in X direction: 0 m/s</i>



	<p><i>Velocity in Y direction: 0 m/s</i></p> <p><i>Velocity in Z direction: 0 m/s</i></p>
Solid parameters	<p><i>Default material: AISI 304</i></p> <p><i>Initial solid temperature: 20.00 °C</i></p>

Material Settings

Fluids

Air

Solids

AISI 304

Boundary Conditions

Static Pressure 1

Type	<i>Static Pressure</i>
Faces	<i>tapa-1/Saliente-Extruir1//Face tapa-2/Saliente-Extruir1//Face</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>X</i>
Thermodynamic parameters	<p><i>Static pressure: 101325.00 Pa</i></p> <p><i>Temperature type: Temperature of initial components</i></p> <p><i>Temperature: 20.00 °C</i></p>
Turbulence parameters	<i>Boundary layer parameters</i>

Inlet Mass Flow 1

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	<i>Volumen ventilador-2/Saliente-Extruir1//Face</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>X</i>
Flow parameters	<p><i>Flow vectors direction: Swirl</i></p> <p><i>Mass flow rate: 0.6746 kg/s</i></p> <p><i>Relative to rotating frame: No</i></p>



	<p>Inlet profile: <i>0</i></p> <p>Angular velocity: <i>146.600 rad/s</i></p> <p>Radial velocity: <i>0 m/s</i></p>
Thermodynamic parameters	<p>Approximate pressure: <i>101325.00 Pa</i></p> <p>Temperature type: <i>Temperature of initial components</i></p> <p>Temperature: <i>20.00 °C</i></p>
Turbulence parameters	<i>Boundary layer parameters</i>

Inlet Mass Flow 2

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	<i>Volumen ventilador-1/Saliente-Extruir1//Face</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>X</i>
Flow parameters	<p>Flow vectors direction: <i>Swirl</i></p> <p>Mass flow rate: <i>0.6746 kg/s</i></p> <p>Relative to rotating frame: <i>No</i></p> <p>Inlet profile: <i>0</i></p> <p>Angular velocity: <i>146.600 rad/s</i></p> <p>Radial velocity: <i>0 m/s</i></p>
Thermodynamic parameters	<p>Approximate pressure: <i>101325.00 Pa</i></p> <p>Temperature type: <i>Temperature of initial components</i></p> <p>Temperature: <i>20.00 °C</i></p>
Turbulence parameters	<i>Boundary layer parameters</i>

Inlet Mass Flow 3

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	<i>Volumen ventilador-3/Saliente-Extruir1//Face</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>X</i>
Flow parameters	Flow vectors direction: <i>Swirl</i>



	<p>Mass flow rate: 0.6746 kg/s</p> <p>Relative to rotating frame: No</p> <p>Inlet profile: 0</p> <p>Angular velocity: 146.600 rad/s</p> <p>Radial velocity: 0 m/s</p>
Thermodynamic parameters	<p>Approximate pressure: 101325.00 Pa</p> <p>Temperature type: Temperature of initial components</p> <p>Temperature: 20.00 °C</p>
Turbulence parameters	Boundary layer parameters

Heat Surface Sources

SS Heat Generation Rate 1

Type	Heat generation rate
Faces	<p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-2</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-6</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-19</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-17</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-24</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-22</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-22</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-23</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-13</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-15</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16 RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16@Ensamblaje_SIMPLE_2</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-18</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-20</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-3</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-23</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-18</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-22</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-15</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-19</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-4</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-16</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-8</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-9</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-21</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-15</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-6</p> <p>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-6</p> <p>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-19</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-18</p> <p>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-20</p>



	<p> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-20</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-10</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-12</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-12</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-1</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-5</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-5</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-21</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-8</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-3</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-21</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-14</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-8</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-23</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-14</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-24</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-11</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-13</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-14</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-17</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-17</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-2</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-2</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-3</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-9</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-5</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-4</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-11</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-12</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-13</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-1</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-10</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-7</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-7</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-9</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-1</i> <i>Cara<3>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-24</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-10</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-11</i> <i>Cara<1>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-4</i> <i>Cara<2>@RESISTENCIA SIMPLIFICADA-7 RESISTENCIA</i> <i>SIMPLIFICADA-19@Ensamblaje_SIMPLE_2</i> </p>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Reference axis	<i>Z</i>
Toggle	<i>On</i>
Heat generation rate	<i>60000.000 W</i>



Goals

Global Goals

GG Max Total Temperature 1

Type	<i>Global Goal</i>
Goal type	<i>Total Temperature</i>
Calculate	<i>Maximum value</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Criteria	<i>-272.15 °C</i>
Use in convergence	<i>On</i>

Surface Goals

SG Max Temperature (Fluid) 1

Type	<i>Surface Goal</i>
Goal type	<i>Temperature (Fluid)</i>
Calculate	<i>Maximum value</i>
Faces	<i>Cara<1>@tapa-1</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Criteria	<i>-272.15 °C</i>
Use in convergence	<i>On</i>

SG Av Temperature (Fluid) 1

Type	<i>Surface Goal</i>
Goal type	<i>Temperature (Fluid)</i>
Calculate	<i>Average value</i>
Faces	<i>Cara<2>@tapa-2</i>
Coordinate system	<i>Global coordinate system</i>
Criteria	<i>-272.15 °C</i>
Use in convergence	<i>On</i>



Calculation Control Options

Finish Conditions

Finish Conditions	<i>If all are satisfied</i>
Maximum travels	4.000
Goals convergence	<i>Analysis interval: 0.500</i>

Solver Refinement

Refinement: Disabled

Results Saving

Save before refinement	<i>On</i>
------------------------	-----------

Advanced Control Options

Flow Freezing

Flow freezing strategy	<i>Disabled</i>
------------------------	-----------------

Engineering Database

Solids

AISI 304

Path: *Solids User Defined\SOLIDWORKS Material\AISI 304*

Density: *8000.00 kg/m³*

Specific heat: *500.0 J/(kg*K)*

Conductivity type: *Isotropic*

Thermal conductivity: *16.0000 W/(m*K)*

Electrical conductivity: *Dielectric*

Radiation properties: *No*

Melting temperature: *No*

Gases

Air

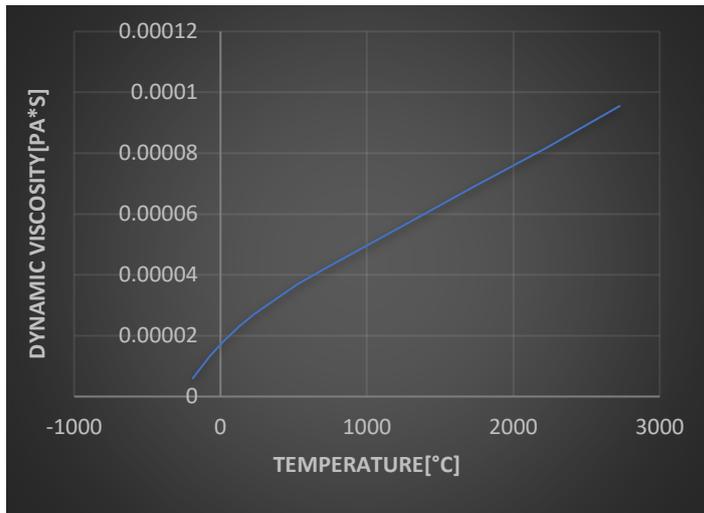
Path: *Gases Pre-Defined*

Specific heat ratio (Cp/Cv): *1.399*

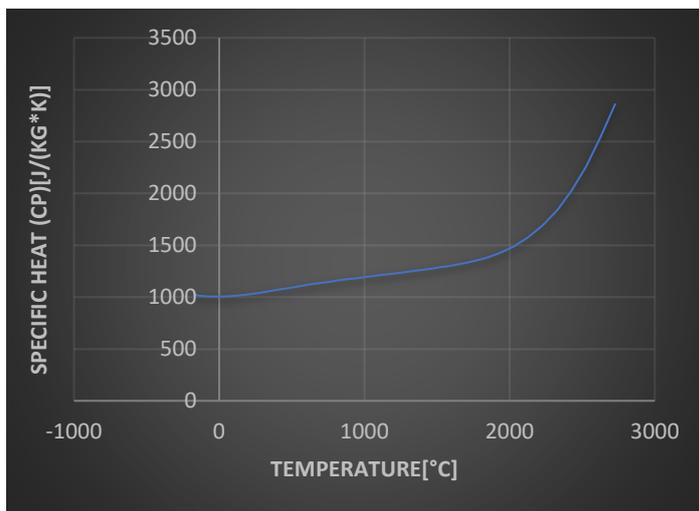
Molecular mass: *0.0290 kg/mol*



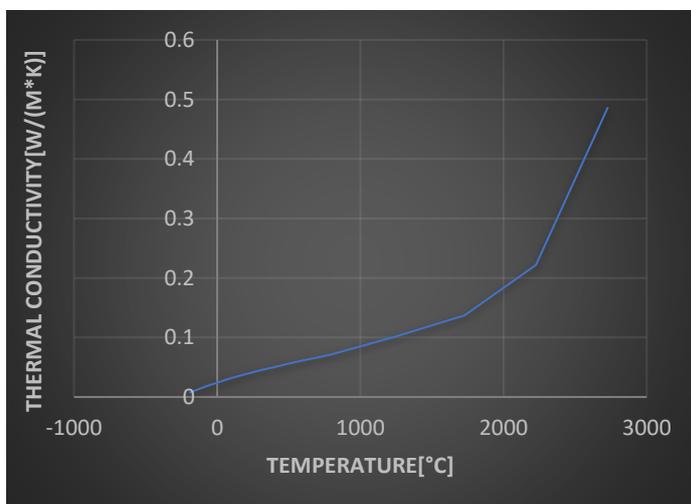
Dynamic viscosity



Specific heat (Cp)



Thermal conductivity





7. BIBLIOGRAFÍA

- Incropera F., De Witt D.P., Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ª Ed., Editorial Prentice Hall, 1999 - Alan J. Chapman.
- James R. Welty, Fundamentos de transferencia de momento calor y masa, 1999
- John Metcalfe Coulson, J. F. Richardson, J. R. Backhurst, Fidel Mato Vázquez, Ingeniería química. Flujo de fluidos, transmisión de calor y transferencia, 1976.
- Transmisión del calor, 3ª edición, Editorial Bellisco, 2007.
- Yunus.A. Çengel, Transferencia de Calor y de Masa. McGraw Hill. 2007.
- Catálogo de resistencias industriales del fabricante RCI.
- Catálogo de ventiladores industriales del fabricante Casals.