

Trabajo Fin de Grado

Diseño del sistema de refrigeración del aceite de lubricación de una turbina de gas

Autor

Vicente Serret Martín

Director

Mariano Muñoz Rodríguez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, EINA
2015



**DECLARACIÓN DE
AUTORÍA Y ORIGINALIDAD**

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./Dª. Vicente Serret Martín,

con nº de DNI 77216006-S en aplicación de lo dispuesto en el art. 14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado, (Título del Trabajo)

Diseño del sistema de refrigeración del aceite
de lubricación de una turbina de gas

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 23 de Septiembre de 2015

Fdo: _____

Resumen

Este proyecto presenta el proceso que se ha llevado a cabo para el diseño de un sistema independiente de refrigeración, el cual debe actuar específicamente sobre el aceite que discurre a través del sistema de lubricación de una turbina de gas. Dicha instalación está localizada en el laboratorio de motores térmicos de la EINA.

El trabajo de diseño se ha basado en el planteamiento de problemas analíticos relativos a la transferencia de calor, teniendo en cuenta diferentes caudales de fluidos como agua, aire y aceite, y el intercambio de calor que ha de producirse entre ellos. En el documento se muestra además, de manera detallada, toda la metodología empleada en los cálculos.

También se ha recopilado información sobre algunos componentes que deben formar parte de la instalación (bomba de agua, ventilador, etc.) y, habiéndose sometido éstos a búsqueda, se han adjuntado especificaciones técnicas acerca de aquellos que se han considerado los más adecuados para instalar en el sistema.

Palabras clave: sistema de refrigeración, sistema de lubricación, turbina de gas, transferencia de calor, tubo aleteado, bomba de agua, radiador, ventilador, vaso de expansión, rosca, adaptador, especificaciones técnicas.

Abstract

The Project shows the process that has been undertaken in order to design an independent cooling system, which has to work specifically on a flowing oil through a gas turbine lubrication circuit. The mentioned system is located at EINA's heat engines lab.

The design task has consisted in the proposal of heat transfer-related analytical problems, taking into account different flows of fluids such as water, air and oil, and the transfer of heat that occurs between them. Furthermore, within the document it is shown a comprehensive description of all the steps and methodology followed throughout the calculations.

It has been collected as well information about the different components which are part of the system (water pump, fan, etc.), and after submitting them to search, some technical specifications of the components which best fit for the system has been attached.

Key words: cooling system, lubrication system, gas turbine, heat transfer, finned pipe, water pump, radiator, fan, expansion vessel, thread, adapter, technical specifications.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	3
1.1 CONTEXTUALIZACIÓN Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	3
1.2 OBJETIVOS Y MEDIDAS A APLICAR.....	4
CAPÍTULO 2: DISEÑO DE UN TUBO ALETEADO	6
2.1 CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES DE TUBOS ALETEADOS COMO INTERCAMBIADORES DE CALOR EN LA INDUSTRIA	6
2.2 DISEÑO ANALÍTICO DE UN TUBO ALETEADO	7
2.2.1 DISEÑO EN CONVECCIÓN NATURAL	7
2.2.2 DISEÑO EN CONVECCIÓN FORZADA	11
2.3 DISEÑO GRÁFICO 3D DEL TUBO ALETEADO	14
2.4 CONCLUSIONES.....	17
CAPÍTULO 3: DISEÑO DE UN CIRCUITO CERRADO DE REFRIGERACIÓN POR AGUA.....	18
3.1 DISEÑO ANALÍTICO DEL CIRCUITO Y SUS COMPONENTES	18
3.2 ELECCIÓN DE COMPONENTES	20
3.2.1 BOMBA DE AGUA.....	20
3.2.2 RADIANTE	21
3.2.3 VENTILADOR	22
3.2.4 VASO DE EXPANSIÓN	23
3.2.5 TUBERÍAS, ROSCAS Y ACCESORIOS	24
3.3 DISEÑO GRÁFICO Y DISTRIBUCIÓN	26
3.4 CONCLUSIONES.....	27
REFERENCIAS	30
ANEXO A	32
ANEXO B	37
ANEXO C	52
ANEXO D	60

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTUALIZACIÓN Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

En el laboratorio de motores térmicos de la EINA se halla una turbina de gas, la cual está destinada para futuro uso docente. La instalación se ha ido fabricando progresivamente con el paso del tiempo mediante la instalación de componentes reciclados por el propio personal de la universidad. Además, algunos alumnos han colaborado con el diseño de los diferentes subsistemas necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación a través de sus proyectos de fin de carrera o grado.

Actualmente, el mencionado banco de ensayos se encuentra formado por el sistema de arranque, el sistema de alimentación tanto de combustible como de aire, el sistema de lubricación, sistemas de seguridad y control, instrumentación, etc. Algunos de los mencionados sistemas vienen ilustrados mediante las figuras 1.1, 1.2, 1.3 y 1.4.

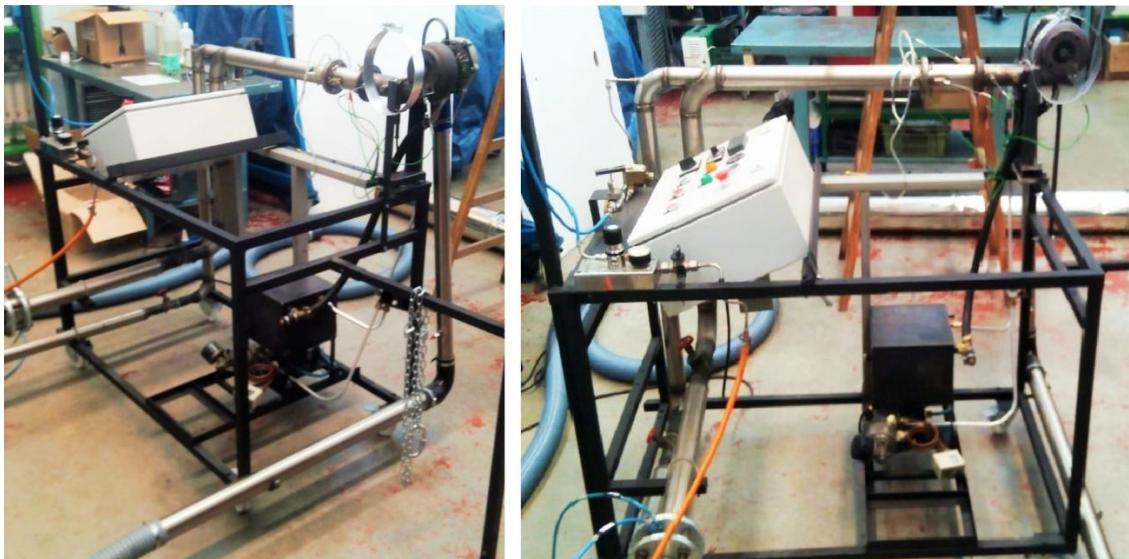


Figura 1.1: Instalación completa de turbina de gas

En el trabajo que se trata a continuación se ha abordado la problemática que presenta la refrigeración del aceite de lubricación del sistema ya que éste, además de ejercer su función de lubricante, también actúa como refrigerante de la turbina de gas absorbiendo parte de la energía que éste disipa en forma de calor (Rolls Royce, 1996). El aceite suele trabajar a una temperatura entre 120°C y 130°C, pero de no ser refrigerado oportunamente éste podría seguir calentándose, llegando a alcanzar cotas mayores y

empeorando de esta manera sus prestaciones en régimen de funcionamiento. En ensayos previos se ha comprobado que parte del aceite que lubrica la instalación se evapora por el sobrecalentamiento que sufre, convirtiéndose en burbujas de gas que acompañan al líquido. De este modo, y dado que no se aplica refrigeración alguna al aceite, las mencionadas burbujas no pueden volver a recuperarse mediante condensación para la lubricación del eje de la turbina. Además, los vapores de aceite que se forman provocan sobrepresiones en los conductos que pueden llegar a causar daños estructurales en la instalación y son inflamables, lo cual puede representar un riesgo si no se toman medidas oportunas (Zabetakis, 1965).



Figura1.2: Sistema de lubricación



Figura1.3: Sistema de arranque



Figura1.4: Sistema de alimentación

1.2 OBJETIVOS Y MEDIDAS A APLICAR

Los objetivos que se han planteado conseguir a través de este proyecto son principalmente dos.

- 1- Refrigerar, condensar y recuperar los vapores de aceite en la salida del sistema de lubricación del eje turbina-compresor.
- 2- Mantener estable la temperatura del aceite mediante un sistema de refrigeración en circuito cerrado.

Como respuesta a los objetivos planteados, se han propuesto dos posibles medidas a abordar (explicadas en profundidad en el anexo A):

- Como primera solución, se ha propuesto el diseño de un intercambiador de calor basado en un tubo aleteado de metal el cual se acoplaría al conducto de retorno que lleva el aceite desde el eje que conecta el compresor y la turbina de gas hacia el depósito. Dicho tubo aleteado podría ayudar a evacuar una parte del calor absorbido por el aceite en su paso por la máquina, y en caso de que parte de éste presente signos de evaporación podría volver a recuperarse en forma de líquido toda vez que el tubo ayude en la refrigeración del aceite, bajando su temperatura.
- Además, es necesario garantizar una temperatura moderada del aceite a la entrada del eje de la turbina para asegurar su correcto funcionamiento. Por ello, se ha optado por diseñar un circuito cerrado de agua que actúe sobre el aceite que es impulsado desde el depósito hacia el eje, reduciendo su temperatura. Dicho circuito se comunica con el aceite a través de la bomba de impulsión del mismo, situada a la salida del depósito, la cual cuenta actualmente con un intercambiador de calor acoplado a la misma.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DE UN TUBO ALETEADO

2.1 CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES DE TUBOS ALETEADOS COMO INTERCAMBIADORES DE CALOR EN LA INDUSTRIA

En el diseño y fabricación de un equipo de intercambio de calor se emplean superficies simples, como cilindros o placas, a modo de paredes conductoras entre el foco de calor y el receptor. Dichas superficies se denominan primarias, y pueden ser construidas con materiales tales como aceros de bajo contenido en carbono, cobre, aluminio, aluminio-bronce, aceros inoxidables, etc. Cuando se habla de refrigeración se suele tratar de situaciones en las cuales se busca maximizar el área disponible para el intercambio de calor en el menor espacio posible (Çengel, 1998), por lo que es usual el acoplamiento de piezas de metal a las mencionadas superficies primarias. El conjunto que forman la superficie primaria y el área extra añadida se llama superficie extendida, siendo denominadas dichas piezas añadidas como aletas.

El incremento en el área de la pared que participa en el intercambio de calor en un tubo con aletas respecto de un tubo desnudo puede ser desde 2,5 hasta 5 veces mayor. Sin embargo, el costo de los tubos aleteados representa entre un 50% y un 70% más que para tubos lisos. Por ello, se puede justificar la utilización de tubos aleteados en caso de que la resistencia a la transferencia de calor a través de un lado del tubo sea mucho mayor que sobre el otro, como sucede en los intercambiadores de calor gas-líquido (Mills, 1999). No obstante, también se puede justificar el empleo de tubos aleteados en caso de verse reducido significativamente el tamaño del equipo en el que éstos van a ser incorporados, debido a que el número de tubos lisos necesarios puede ser considerablemente mayor que el de aleteados. En todo caso, el fluido que discurra a través de la pared aleteada ha de ser limpio y poco corrosivo, dado que si en la pared tiene lugar una velocidad de corrosión que supere los 0,05 mm/año, la vida útil de las aletas puede llegar a reducirse hasta los 3 años; incluso menos (González-Mendizabal, 2002).

Los tubos aleteados abarcan un amplio rango de aplicaciones industriales actualmente. Pueden ser empleados para sistemas de condensación o enfriamiento de fluidos, en sistemas de enfriamiento en vehículos, así como en procesos de intercambio de calor gas-gas o gas-líquido (Marín & Monné, 2007).

Por todo esto, se ha optado por el diseño de un tubo aleteado de aluminio a modo de intercambiador de calor debido fundamentalmente a las limitaciones de espacio con las que se cuenta, ya que dicho tubo garantiza una alta transferencia de calor aun siendo sus dimensiones reducidas.

2.2 DISEÑO ANALÍTICO DE UN TUBO ALETEADO

El tubo aleteado a diseñar cuenta con una restricción para ello, puesto que debe adaptarse tanto en longitud como en diámetro al espacio que ocupa el conducto que hace circular el aceite de vuelta al depósito por acción de la gravedad. Por ello, la restricción en el tamaño puede afectar, como es lógico, a su capacidad refrigeradora, debido a que la superficie de intercambio de calor es limitada.

Para abordar el diseño, se ha planteado un problema analítico de intercambio de calor en el cual la variable objeto de calcular es la longitud del tubo. Dicho problema es de tipo iterativo, puesto que ha sido necesario estimar la citada longitud en pasos anteriores a la obtención de la solución final, por lo que el problema se ha dado por finalizado cuando han convergido el dato inicialmente estimado con el obtenido a la conclusión de los cálculos. Respecto al resto de parámetros necesarios para resolver el problema, se cuenta con ellos de antemano o se establecen a modo de estimaciones a lo largo del desarrollo del mismo.

Además, se han propuesto dos escenarios teóricos diferentes atendiendo a la resolución del problema, siendo comparados ambos resultados al término de los cálculos. El primero de ellos se trata de un caso en el cual el aceite lubricante va a ser refrigerado a través del tubo aleteado mediante convección natural. En el segundo se va a contar además con la ayuda externa de un pequeño ventilador que se encuentra disponible en el taller, el cual impulsa un determinado flujo de aire hacia el tubo aleteado, comprobándose de este modo la variación en el ritmo de intercambio de calor. Este segundo caso se trata, pues, de un problema de refrigeración por convección forzada externa (para una mayor profundización teórica en transferencia de calor, consultar Anexo B).

Previamente al planteamiento analítico del problema, se ha de conocer el caudal de aceite lubricante que va a ser refrigerado; en este caso, el aceite que sale del eje de la turbina. Cabe destacar que no todo el aceite impulsado desde el depósito por la bomba termina lubricando el eje de la turbina, ya que la mayor parte de éste es de nuevo recirculado hacia el depósito. Sólo una pequeña porción de ese aceite alcanza el eje, y para poder conocer la cantidad han sido necesarias diferentes medidas de caudal. De este modo, se han tomado muestras del caudal que cae por gravedad desde el eje hacia el depósito durante un minuto de tiempo, repitiendo el proceso hasta obtener un total de 10 medidas. Después, comprobando que los resultados de las muestras no difieren en demasiados de otros, se ha tomado la media de todos ellos como referencia y se ha multiplicado ésta por 2 a modo de aproximación, ya que los resultados han sido medidos en frío (baja fluidez en el aceite). Finalmente, se ha considerado un caudal de aceite lubricante de 0,00283 kg/s para los cálculos posteriores.

2.2.1 DISEÑO EN CONVECCIÓN NATURAL

En el primer escenario se cuenta únicamente con el tubo aleteado como medio refrigerante. Se conoce que el tubo aleteado no puede tener un diámetro exterior mucho mayor de 19 mm, ya que éste es el diámetro interior del tubo de goma al que se va a

acoplar. Por ello, se ha decidido que los diámetros interior y exterior del tubo aleteado sean 18 y 20 mm, respectivamente. Se han supuesto también las temperaturas tanto de entrada como de salida del aceite en el tubo, siendo la de entrada 120°C y la requerida a la salida del mismo 100°C (Boyce, 1982).

Otro parámetro a obtener antes de comenzar con los cálculos del problema de transferencia de calor planteado ha sido el calor que es necesario extraer del aceite. Dicho calor se ha obtenido mediante el caudal de aceite a refrigerar, el calor específico del mismo, y sus temperaturas tanto de entrada como de salida en el tubo. Todas las propiedades termofísicas relativas al aceite lubricante se han obtenido de la tabla A.5 del libro *Fundamentos de Transferencia de Calor* (Incropora & DeWitt, 1999). El valor de dicho calor es de 124,5 W (Para el seguimiento detallado de los cálculos, consultar Anexo B).

Habiendo llegado a este punto, se ha dado comienzo al proceso iterativo a través del cual se ha obtenido la longitud del tubo aleteado, considerada como el parámetro crítico del problema. El problema se ha tratado como el de un intercambiador de calor, ya que se ha presentado una situación en la cual se encuentran dos fluidos (aire y aceite) a diferentes temperaturas y separados por un medio sólido (tubo aleteado), existiendo transferencia de calor entre ambos fluidos y encontrándose éstos a su vez sin mezclar (Incropora & DeWitt, 1999).

- **Coeficiente de convección interna**

Como primer paso, se ha calculado el *coeficiente convectivo interno*, h_i , teniendo en cuenta la limitación que supone el hecho de que todas las correlaciones usuales para su cálculo estén basadas en experimentos con tubos circulares llenos, siendo el caso real en cuestión un tubo por el que discurre una fina película de aceite. Por esta razón, se ha obtenido el coeficiente de convección interna por medio de dos métodos diferentes, siendo éstos comparados para comprobar la veracidad de los cálculos: el primer método ha consistido en emplear las mismas correlaciones que se basan en tubos llenos, tras conseguir las propiedades del aceite a una temperatura media entre la entrada y salida del mismo de la tabla A.5 (Incropora & DeWitt, 1999). Después de calcular el consiguiente *número de Reynolds* (estableciendo la longitud característica como el diámetro interno del tubo) se ha hecho lo propio con el *número de Nusselt*, a través de la correlación de *Hausen* (Marín & Monné, 2007). Con el mencionado Nu , finalmente, se ha podido obtener el deseado coeficiente convectivo interno, resultando un valor de 76,36 W/m²K. El segundo método, sin embargo, se ha realizado como si de una placa plana se tratara. Dicha aproximación parece ser más lógica en relación con el caso real a tratar, puesto que el ejemplo sería el de una placa plana por la que fluye una película de líquido la cual se encuentra separada de otro fluido gracias a dicha pared. En esta ocasión las propiedades del aceite se han tomado a la temperatura de película del mismo, obteniéndose con ellas el *número de Rayleigh* (asumiendo la longitud característica como la longitud de la placa, es decir, la longitud de la circunferencia interior del tubo). El *número de Nusselt* se ha obtenido en este caso a través de la

correlación de *Churchill* y *Chu* (Incropera & DeWitt, 1999) y con éste se ha calculado de nuevo el correspondiente coeficiente de convección interna, dando lugar a un valor de $211,4 \text{ W/m}^2\text{K}$. Obtenidos ambos valores, se ha elegido como el óptimo para proseguir con los cálculos éste último, calculado mediante la aproximación de placa plana, puesto que representa el caso que más se puede asemejar a lo que ocurre en la realidad con el aceite durante el funcionamiento de la turbina.

- **Conductividad térmica**

El siguiente paso a abordar es la obtención de la *conductividad térmica*, k , del material que forma el tubo aleteado. Se ha elegido como material para su fabricación el aluminio, puesto que es un material que presenta buenas propiedades térmicas, y además se dispone de él en relativa abundancia en el taller. Sin embargo, y debido al escaso espesor del tubo que se pretende fabricar, se ha puesto en duda la importancia de dicho coeficiente para los cálculos posteriores ya que en principio la resistencia térmica de conducción del tubo apenas influirá en el proceso de transferencia de calor. Por ello, se ha comprobado dicha insignificancia calculando primero la temperatura en la pared interior del tubo mediante la ecuación de resistencias térmicas, utilizando en este caso el coeficiente de convección interno. Dicha temperatura resulta $89,17^\circ\text{C}$. A continuación se ha calculado la temperatura en el exterior del tubo mediante el método de resistencias térmicas de nuevo, utilizando esta vez la resistencia de conducción y tomando a través de la tabla A.1b (Mills, 1999) como *conductividad térmica* del aluminio (considerándose como material duraluminio en lugar de aluminio puro) 180 W/mK , obteniéndose un valor de temperatura de $89,12^\circ\text{C}$. Queda demostrado, pues, el poco peso de la resistencia térmica de conducción en el problema, quedando ésta obviada para cálculos posteriores a modo de simplificación.

- **Coeficiente de convección externa**

Una vez calculado el coeficiente de convección interna y omitida la conductividad térmica, se ha acometido la obtención del coeficiente de convección externa, h_o , para el caso de convección natural o libre. Dadas las condiciones de convección libre, se puede predecir que el valor del coeficiente resultante será bastante bajo. Dicho coeficiente ha sido obtenido mediante la ecuación B.15 del Anexo B (Martín Monroy, 1995), dando lugar a un valor de aproximadamente $12 \text{ W/m}^2\text{K}$.

- **Diseño de las aletas**

Finalizada la obtención de los diferentes coeficientes que van a tomar parte en los cálculos de la longitud del tubo posteriormente, otro paso previo y fundamental es el diseño de las propias aletas. Se ha comenzado eligiendo diferentes parámetros de diseño, tales como la longitud de la aleta, L' , el grosor de cada aleta, t , y la distancia de separación entre aletas, d , habiendo tomado como referencia las dimensiones de tubos aleteados que se encuentran actualmente en uso en otras instalaciones del taller. Dichos parámetros se miden en metros por cada metro de tubo, adquiriendo finalmente valores de $0,015 \text{ m/m tubo}$, $0,002 \text{ m/m tubo}$ y $0,004 \text{ m/m tubo}$, respectivamente.

Se han calculado diferentes variables y ratios, necesarios para poder obtener el rendimiento individual de una aleta mediante la figura B.1. Para la obtención de dichas variables se requieren parámetros tales como el radio externo del tubo, el grosor de cada aleta, la distancia de separación entre aletas, el coeficiente convectivo externo, la conductividad térmica del aluminio, etc. Habiendo tenido en cuenta todo ello, el antes mencionado *rendimiento individual* resulta 95% aproximadamente. A continuación, se han calculado nuevos parámetros, necesarios para hallar el *rendimiento global* de las aletas en su conjunto, a través de la ecuación B.26 (Incropera & DeWitt, 1999). El *rendimiento global*, η , resulta pues 95,4% (consultar Anexo B para seguimiento de los cálculos).

- **Coeficiente global de transferencia de calor**

Llegados a este punto, se ha afrontado el tramo final en relación con la obtención de la longitud del tubo aleteado, es decir, con la solución del problema. Como se ha explicado anteriormente, el problema se ha tratado como el caso de un intercambiador de calor en el que ambos fluidos se encuentran sin mezclar, al considerarse éste el supuesto más riguroso y aproximado a la realidad. Por tanto, se ha utilizado la metodología propia de los intercambiadores de calor. Se ha escogido el método de resolución de la *diferencia de temperaturas media logarítmica*, puesto que se considera altamente certero en comparación con su sencillez de ejecución. El primer paso ha sido el cálculo del denominado *coeficiente global de transferencia de calor*, U , el cual aglutina el peso de los coeficientes de convección interna y externa, la conductividad térmica, y también otras resistencias térmicas adicionales (llamadas de “ensuciamiento”) que pueden jugar un papel importante en la transferencia de calor según las circunstancias del medio a tratar (Cengel, 1998). Dichas resistencias térmicas de ensuciamiento se han obviado a modo de simplificación de cálculos, así como el componente que incluye la resistencia térmica de conducción. Además, en este cálculo se tienen en cuenta también los rendimientos globales de las aletas, en caso de haberlas, en la parte interior y/o exterior, así como las superficies de intercambio de calor interna y externa. De este modo se ha obtenido finalmente un valor de U de 10,85 W/m²K.

- **Diferencia de temperaturas media logarítmica**

El siguiente paso ha sido el cálculo propiamente de la *diferencia de temperaturas media logarítmica*, ΔT_{ml} , que tiene en cuenta los cambios de temperatura que experimentan los dos fluidos a lo largo del tubo en función de la posición (Reyes González, 2013). Por tanto, esta variable nos ofrece la posibilidad de combinar las temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos y obtener de manera simplificada un valor de temperatura media que poder aplicar en los cálculos finales. La resultante diferencia de temperaturas media logarítmica, suponiendo además que ambos fluidos intercambian calor bajo condiciones de contraflujo, es 82,27°C.

- **Longitud de tubo (cálculos finales)**

Finalmente, se ha calculado el calor intercambiado durante el proceso mediante la ecuación B.31, teniendo en cuenta tanto el *coeficiente global de transferencia de calor*, U , como la *diferencia de temperaturas media logarítmica*, ΔT_{ml} , ambos obtenidos anteriormente. Se considera también el área total de intercambio de calor, es decir, la superficie exterior del tubo englobando toda la superficie exterior de las aletas. Además, se aplica un denominado factor de fricción, F , cuyo valor depende de las características y condiciones del flujo. Se asumen condiciones de contraflujo, las más eficaces para la transferencia de calor, entre los dos fluidos, por lo que el valor de F se ha aproximado a 1 (Mills, 1999). El calor obtenido, pues, resulta 518,3 W/m tubo.

El calor recién obtenido, como se puede ver, se mide en W/m tubo debido a que la superficie total de intercambio de calor está definida como m^2/m tubo, pudiéndose de este modo combinar dicho calor con el calculado al principio del problema. Éste, por su parte, expresa el flujo que ha de extraerse del aceite. Así, se ha obtenido la longitud requerida de tubo aleteado para posibilitar una evacuación de calor que mantenga el sistema en equilibrio. La longitud obtenida, no obstante, tiene que converger con el valor introducido previamente durante el desarrollo del problema. De no ser así, habría que realizar tantas iteraciones como sean necesarias hasta conseguirlo. Después de dichas iteraciones, el valor de longitud que se extrae como solución final del problema es de 0,24 metros de tubo. Teniendo en cuenta las diferentes aproximaciones y simplificaciones que se han llevado a cabo, se ha creído conveniente establecer la longitud del tubo en 0,25 metros.

2.2.2 DISEÑO EN CONVECCIÓN FORZADA

Para el segundo escenario planteado, además del tubo aleteado, se cuenta también con un ventilador que pueda aportar un pequeño flujo de aire, ayudando así a aumentar la velocidad de transferencia de calor y mejorar la refrigeración. El ventilador en cuestión, que teóricamente se va a acoplar al tubo aleteado, se encuentra disponible en el laboratorio de motores. Se trata de un ventilador axial de la firma TOYO FANS modelo TF120, el cual por su diseño y características se asemeja a un ventilador ordinario para PC, presentando un tamaño reducido y compacto (figura 2.1).

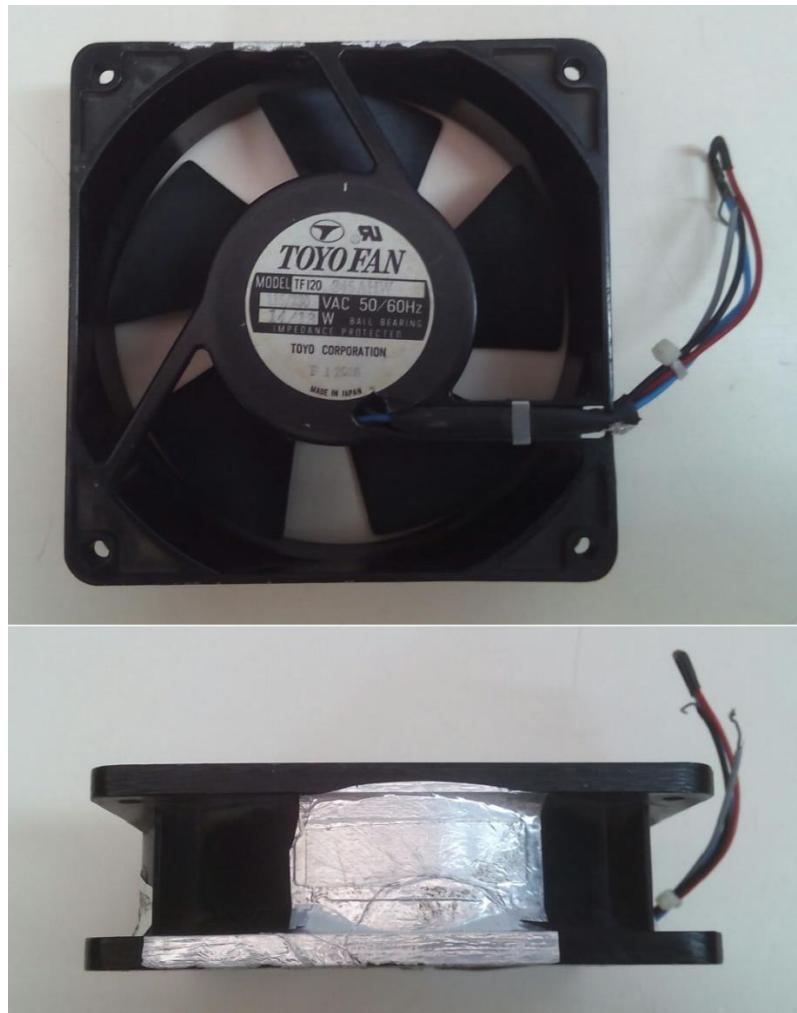


Figura2.1: Ventilador estilo PC Toyo

El camino para la obtención de la longitud del tubo aleteado ha sido similar al del caso anterior, tratándose igualmente de un proceso iterativo. Debido a que únicamente varían las condiciones de trabajo externas, se ha podido conservar el coeficiente de convección interna, teniendo que recalcular el coeficiente convectivo externo mediante las correlaciones usuales para convección forzada en flujo externo.

- **Coeficiente de convección externa**

En este supuesto de convección forzada es necesario conocer la velocidad del fluido en cuestión, es decir, la velocidad a la que el flujo de aire será impulsado hacia el tubo. Teniendo en cuenta que el caudal de aire que proporciona el ventilador es de $0,02 \text{ m}^3/\text{s}$ y que el diámetro de las hélices es de $0,12 \text{ m}$, se puede obtener dicha velocidad del fluido dividiendo el flujo másico entre la superficie del ventilador que atraviesa el aire. La velocidad del aire resulta entonces $1,768 \text{ m/s}$.

En lo relativo al cálculo del coeficiente de convección externo, se ha empleado la correlación de Zhukauskas, la cual evalúa las propiedades del fluido a temperatura ambiente (298 K). Las consiguientes propiedades termofísicas del aire han sido extraídas de la tabla A.4 (Incropera & DeWitt, 1999). Después de la obtención del

número de Reynolds se ha abordado el cálculo del número de Nusselt, extrayendo tres variables (C , m y n) mediante la tabla 7.4 adjunta a la correlación y el número de Prandtl evaluado a la temperatura en la superficie exterior del tubo. Finalmente, el coeficiente convectivo externo se calcula de manera idéntica al coeficiente de convección interna hallado en el escenario anterior, resultando un valor de 30,61 W/m²K. A continuación, y únicamente para comprobar la certeza de los cálculos, se ha creído oportuno repetir el proceso y calcular nuevamente el coeficiente convectivo mediante la correlación de Hilpert (Incropora & DeWitt, 1999), la cual considera las propiedades del fluido a temperatura de película (en este caso 340,5 K). Con el consiguiente número de Reynolds ya calculado ha sido necesario obtener dos nuevas variables, C y m , a través de la tabla 7.2 de la misma referencia, para poder conseguir después el número de Nusselt. De este modo, se ha conseguido un coeficiente de convección externa de valor 29 W/m²K. Así, se corrobora la veracidad del coeficiente calculado en primer lugar, siendo pues utilizado 30,61 W/m²K para los cálculos posteriores.

- **Diseño de las aletas**

El siguiente paso es de nuevo el diseño de las aletas. Todos los parámetros de diseño (L' , t y d) se han mantenido, y únicamente han modificado su valor aquellas variables que necesitaran del nuevo coeficiente de convección externa para su obtención. Con todo ello, el rendimiento individual de una aleta bajo las condiciones del segundo escenario ha resultado, aproximadamente, 93% (figura B.1). Siguiendo la metodología empleada en el primer escenario, para hallar el rendimiento global de las aletas del tubo ha sido necesario emplear de nuevo la ecuación B.26 (Anexo B). En esta ocasión, todas las variables requeridas han permanecido constantes, resultando finalmente un rendimiento de 93,45%.

- **Coeficiente global de transferencia de calor**

Obtenidos de nuevo el coeficiente de convección externa y el rendimiento global de las aletas, y empleando el coeficiente de convección interno hallado en el anterior escenario, la siguiente etapa ha sido el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U . Para ello, se han vuelto a tener en cuenta las mismas simplificaciones que en el anterior caso en condiciones de convección natural y, tras realizar los cálculos convenientes, el mencionado coeficiente global de transferencia de calor presenta un valor de 25,2 W/m²K.

- **Diferencia de temperaturas media logarítmica**

La diferencia de temperaturas media logarítmica, ΔT_{ml} , ha permanecido constante, puesto que las temperaturas tanto de entrada como de salida de ambos fluidos son parámetros fijos que han sido introducidos como requerimientos del problema. Es por ello por lo que se ha seguido utilizando el valor de 82,27°C.

- **Longitud de tubo (cálculos finales)**

Por último, se ha calculado el calor total que puede ser evacuado del tubo aleteado hacia el exterior por cada metro de tubo. En este caso, la única variable que ha visto modificado su valor ha sido el coeficiente global de transferencia de calor, U , manteniéndose tanto la diferencia de temperaturas media logarítmica, ΔT_{ml} , como la superficie total que participa en el intercambio de calor constantes. Además, se han vuelto a suponer condiciones de contraflujo, por lo que el factor de fricción, F , se puede aproximar a 1. El calor obtenido resulta 1204 W/m tubo.

La longitud de tubo necesaria se ha obtenido nuevamente a través de la división del calor total a extraer del aceite entre el que puede ser disipado por cada metro de tubo. Como era de esperar, la longitud ha disminuido drásticamente su valor respecto al escenario anterior debido a la latente mayor eficacia refrigeradora del supuesto en convección forzada (Zuluaga, Urrego, Osorio, & Teneland, 2014), obteniéndose un valor de 0,105 metros. No obstante, se ha establecido finalmente una longitud de 0,13 metros, debido a los posibles errores en las simplificaciones llevadas a cabo a lo largo del desarrollo del problema.

2.3 DISEÑO GRÁFICO 3D DEL TUBO ALETEADO

Para dotar al trabajo de un esquema claro y completo del tubo aleteado diseñado se ha utilizado el software Solid Edge, el cual permite realizar modelados de piezas en 3D con calidad y buena resolución. A través de las figuras 2.2, 2.3, 2.4 y 2.5 se pueden comprobar tanto las dimensiones como el aspecto de los tubos aleteados, los cuales han sido diseñados según cada escenario, apareciendo las aletas en color naranja para aportar más claridad al modelo.

Para el escenario en convección natural el tubo posee una longitud de 0,25 metros, o lo que es lo mismo, 250 milímetros. Teniendo en cuenta el grosor de cada aleta (2 mm), la separación entre éstas (4 mm) y una distancia de 11 milímetros desde el final de ambos extremos del tubo hasta su consiguiente primera aleta para facilitar un hipotético montaje, el número de aletas resultante es 38.

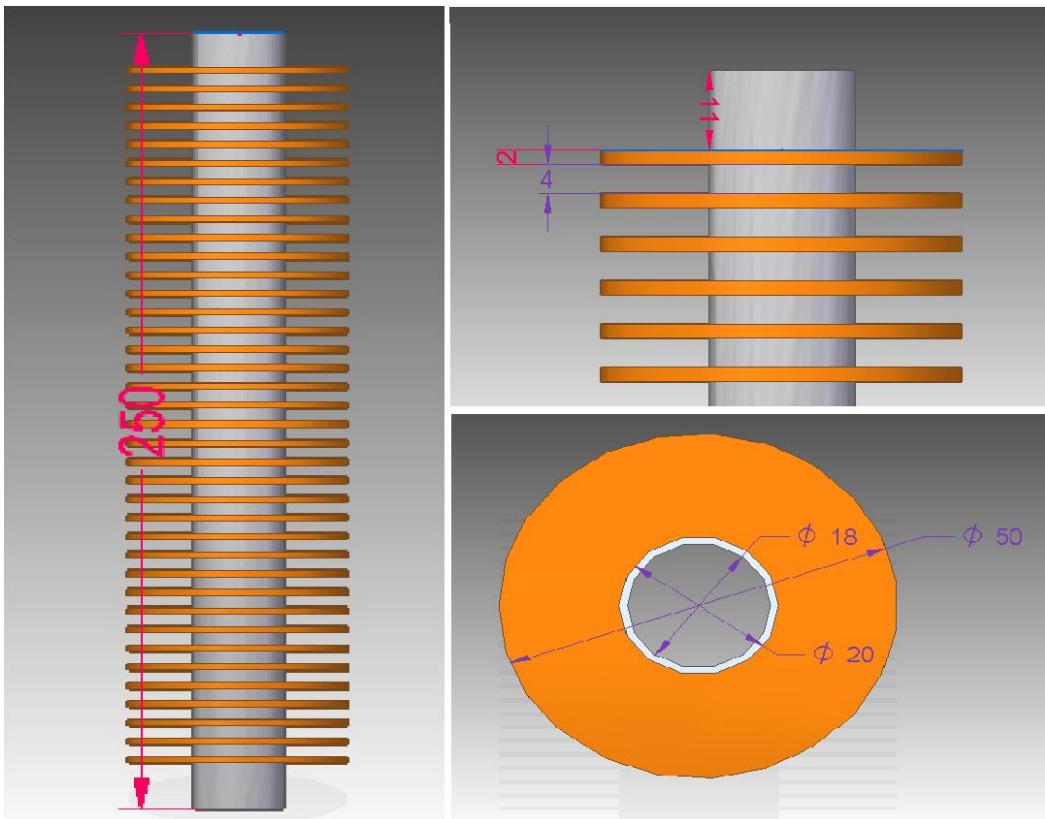


Figura2.2: Dimensiones tubo aleteado (38 aletas)



Figura2.3: Tubo aleteado (38 aletas)

En el supuesto de convección forzada externa, en cambio, teniendo en cuenta una longitud de 0,13 metros (130 mm) y con el resto de parámetros de diseño constantes respecto del caso en convección natural, se han obtenido como necesarias 18 aletas.

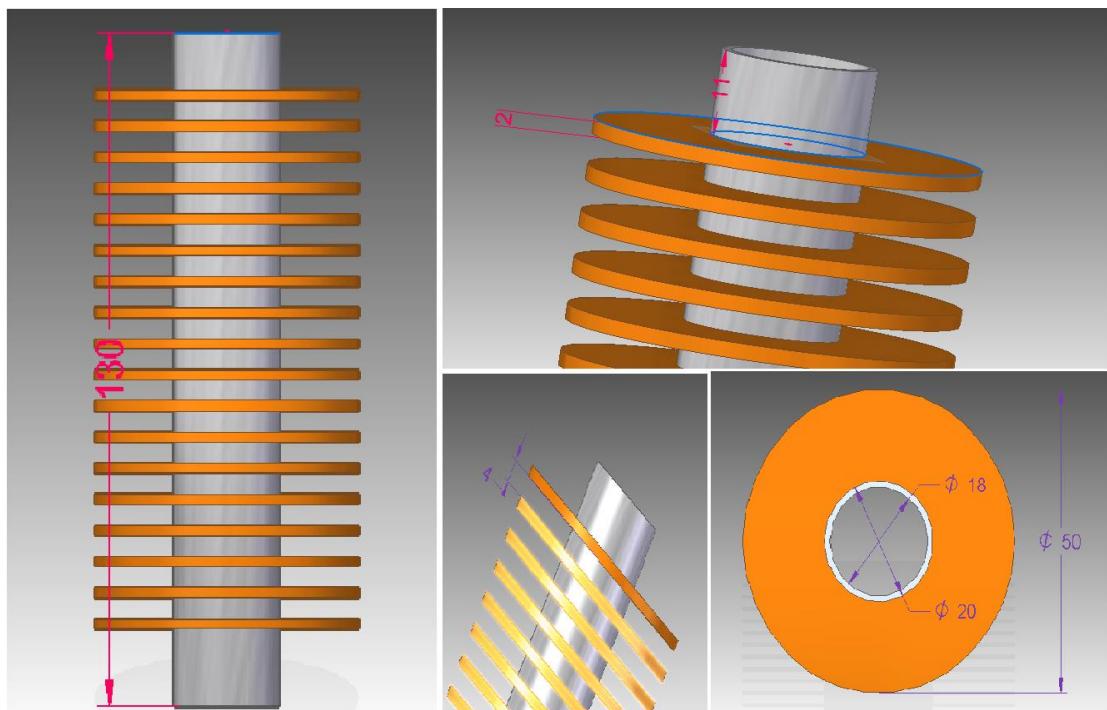


Figura2.4: Dimensiones tubo aleteado (18 aletas)



Figura2.5: Tubo aleteado (18 aletas)

2.4 CONCLUSIONES

Como cabe esperar, un escenario en convección forzada presenta una mayor capacidad de transferencia de calor que otro en convección natural, quedando ampliamente demostrado mediante el estudio llevado a cabo. Considerado un tubo aleteado como intercambiador de calor, la longitud de tubo necesaria para evacuar una cierta cantidad de calor en el caso de convección natural resulta más del doble que la requerida en un caso de convección forzada, acoplando sencillamente un pequeño ventilador de ordenador al tubo diseñado.

Otro razonamiento que sustenta la conclusión planteada tiene que ver con el caudal de aceite. En el caso tratado, el aceite lubricante discurre por el interior del tubo aleteado formando una fina película de líquido, lo cual implica un caudal significativamente bajo. Esto conlleva una velocidad del fluido muy baja y, por tanto, un aumento del tiempo de contacto del aceite con la pared del tubo, favoreciendo así un mayor intercambio de calor entre ambos (Zuluaga, Urrego, Osorio, & Tenelanda, 2014). Las paredes del tubo adquieren progresivamente una mayor temperatura, dificultando de este modo la transferencia de calor a menos que dicho tubo sea refrigerado convenientemente. Por ello, en el caso de convección natural el conducto no es enfriado de manera rápida, lo cual sí ocurre en convección forzada mediante la ayuda del ventilador. Así, el flujo de aire externo ayuda de manera significativa a la transferencia de calor si se compara con el escenario en convección libre.

Teniendo en cuenta todo esto, y aunque ambos escenarios son perfectamente fiables a la hora de cumplir con los requerimientos de evacuación de calor, se recomienda la aplicación del caso en convección forzada y la consiguiente instalación de un ventilador al tubo aleteado que permita a éste tener unas dimensiones más reducidas, proporcionando ahorro en material y facilidad en el montaje dado el tamaño más compacto del tubo.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE UN CIRCUITO CERRADO DE REFRIGERACIÓN POR AGUA

3.1 DISEÑO ANALÍTICO DEL CIRCUITO Y SUS COMPONENTES

Con el propósito de aportar una mayor refrigeración al sistema de lubricación, se ha diseñado un circuito alternativo de agua. Dicha agua va a ser continuamente recirculada, absorbiendo en un intercambiador de calor parte de la energía del aceite lubricante que es impulsado por la bomba acoplada al mencionado intercambiador. En el circuito en cuestión se ha propuesto incluir una serie de componentes, en concreto: una bomba recirculadora de agua, un vaso o depósito de expansión, un radiador y un ventilador acoplado a éste (ilustrado en la figura 3.1). Así, con este sistema se ha tratado de imitar el circuito del radiador de un automóvil.

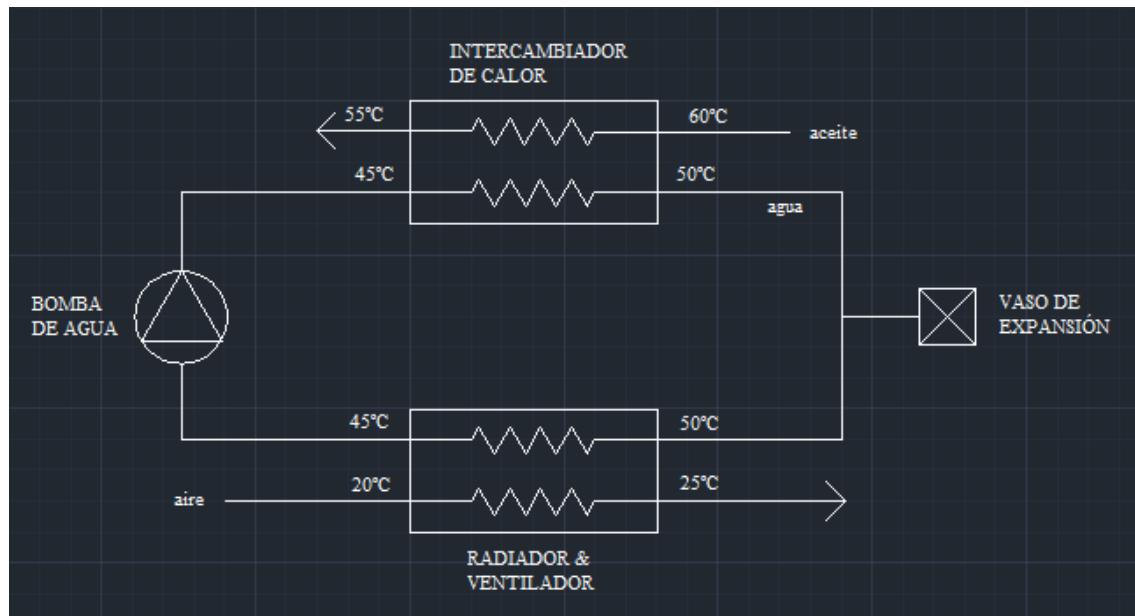


Figura 3.1: Esquema circuito refrigeración 1-D

Para comenzar con los cálculos se ha analizado la situación del aceite lubricante. Se han establecido sus temperaturas, tanto de entrada como de salida, en su paso por el intercambiador de calor, para poder conocer la cantidad de calor que se debe evacuar. La temperatura de entrada, es decir, la temperatura del aceite en la cual el circuito de refrigeración comenzará su funcionamiento, se ha considerado como 60°C (López & Milón), mientras que la temperatura que se quiere conseguir a la salida del intercambiador es de 55°C. El caudal de aceite lubricante impulsado por la bomba es de

10 l/min según su placa de características, y aplicando como densidad del aceite 0,85 kg/l resulta un flujo másico de 0,142 kg/l. El calor específico del aceite se ha estimado en 2,02 kJ/kgK, obteniendo con todos los datos presentados el flujo de calor que debe ser extraído en el intercambiador. Dicha porción de calor es 1434 W. Las propiedades termofísicas del aceite lubricante se han obtenido nuevamente a través de la tabla A.5 (Incopera & DeWitt, 1999).

Con la cantidad de calor a extraer del aceite, se ha calculado el caudal de agua que será necesario recircular a través del sistema. Previamente, se han definido las temperaturas de entrada y salida del agua en el intercambiador de calor, teniendo en cuenta que su diferencia de temperaturas será la misma que suceda en el radiador para que se cumpla el equilibrio térmico en el sistema. Por tanto, se ha tomado como referencia el valor típico del salto de temperaturas que a efectos prácticos suele ocurrir en un radiador, el cual se encuentra entre 5-8°C (Muñoz Rodríguez, Moreno Gómez, & Morea Roy, 1999). Así, el agua puede entrar a la temperatura de 45°C, saliendo del intercambiador a unos 50°C. Tomando su calor específico como 4,185 kJ/kgK, se ha conseguido un flujo másico de 0,06854 kg/s, o lo que es lo mismo, unos 0,2467 m³/h. En este caso, las propiedades termofísicas del agua saturada se han extraído de la tabla B.7 del libro *Transferencia de Calor* (Marín & Monné, 2007).

El caudal de agua recién calculado, como se ha explicado en el párrafo anterior, deberá a su vez refrigerarse para que el sistema se mantenga en equilibrio; es entonces cuando llega la hora del radiador como medio enfriador. Para ayudar al radiador en su función, se ha decidido incorporar un ventilador que aumente el ritmo de refrigeración del agua. Es por ello que se ha obtenido el caudal de aire necesario para mantener la temperatura del agua a la salida del radiador constante a 45°C. En esta ocasión no se ha planteado un problema de transferencia de calor tan extenso como en el capítulo 2, optando por hacer estimaciones más gruesas. De esta manera se han empleado de nuevo los valores típicos de salto de temperaturas en el aire que suelen ocurrir en intercambiadores de calor del tipo radiador, resultando el intervalo entre 3-5°C (Muñoz Rodríguez, Moreno Gómez, & Morea Roy, 1999). Así, se han establecido tanto la temperatura a la que el aire llega al radiador como a la que se encuentra una vez ha atravesado a éste, siendo 20°C y 25°C, respectivamente. Su calor específico ha sido tomado como 1,008 kJ/kgK. Finalmente, se entiende que para extraer del agua la misma cantidad de calor que ésta ha absorbido previamente en el intercambiador, se necesitan impulsar 0,2846 kg/s de aire, o lo que es lo mismo, 853,8 m³/h (con densidad 1,2 kg/m³). Las propiedades del aire se han extraído de la tabla A.4 (Incopera & DeWitt, 1999).

Con todos los parámetros de diseño obtenidos, se ha comenzado con la búsqueda y estudio detallado de cada uno de los componentes que van a formar parte del circuito cerrado de refrigeración. Alguno de los citados componentes se encuentra disponible en el taller, pero la mayoría han sido buscados a través de catálogos web de diferentes fabricantes, e incluso a través de visitas en persona a las sedes de distribuidores en Zaragoza.

3.2 ELECCIÓN DE COMPONENTES

3.2.1 BOMBA DE AGUA

Se desea que la bomba de agua tenga la función de simplemente recircular el líquido e impulsarlo a través del circuito sin necesidad de elevarlo, por lo que resulta conveniente una bomba de baja presión que no transmita elevada fuerza al fluido. Se ha planteado introducir dicho componente en el circuito en el lugar indicado por la Figura 3.2. Tratándose además de un caudal reducido, se considera como opción más factible una bomba de uso doméstico o sanitario, buscando a su vez un tamaño lo más reducido posible. Teniendo en cuenta todo ello, se ha encontrado una bomba recirculadora de caudal que se puede adaptar a las necesidades del circuito. Ésta pertenece al fabricante Wilo, en concreto el modelo Star-Z NOVA A (figura 3.3), y su precio es 240€/unidad.

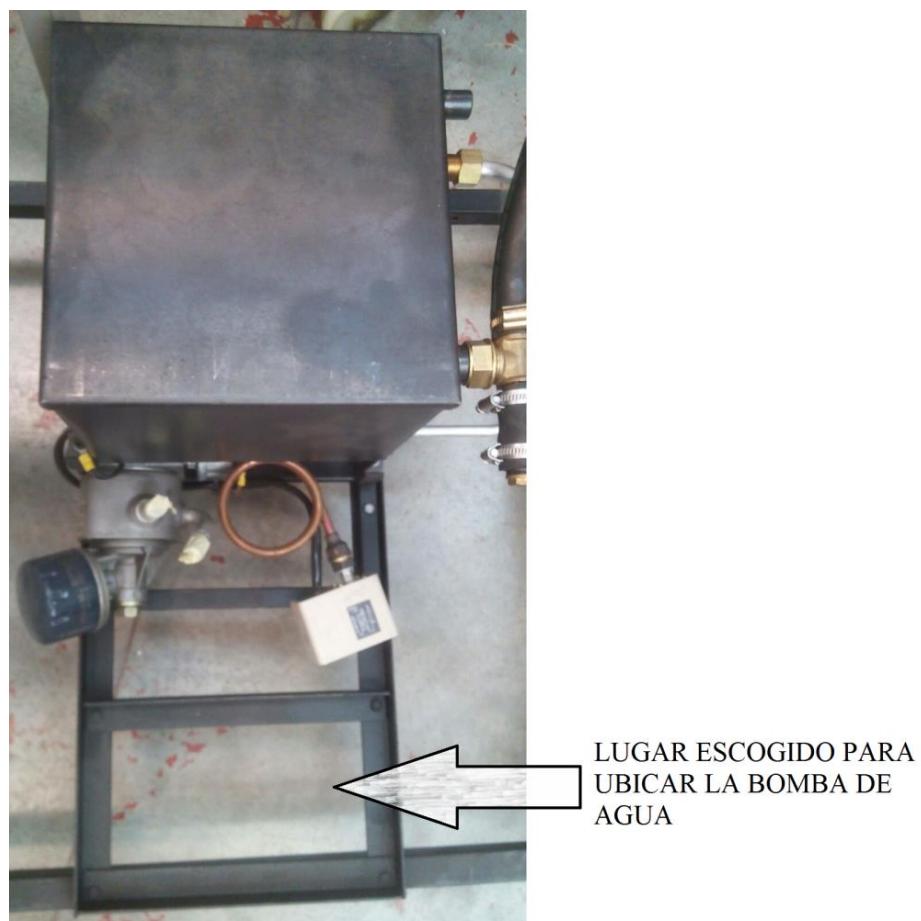


Figura3.2: Localización bomba de agua

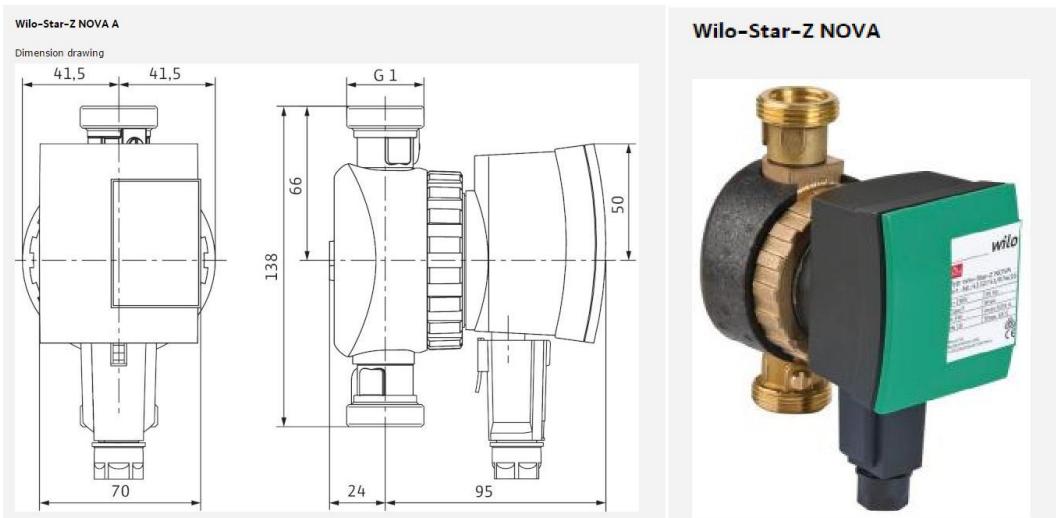


Figura3.3: Bomba recirculadora de agua Wilo

3.2.2 RADIADOR

El radiador, que va a tomar parte en la refrigeración del agua, se encuentra disponible en el laboratorio de motores. Proviene del fabricante Valeo, y previo contacto con la empresa, se ha conseguido un plano con características técnicas del mismo (figura 3.4).

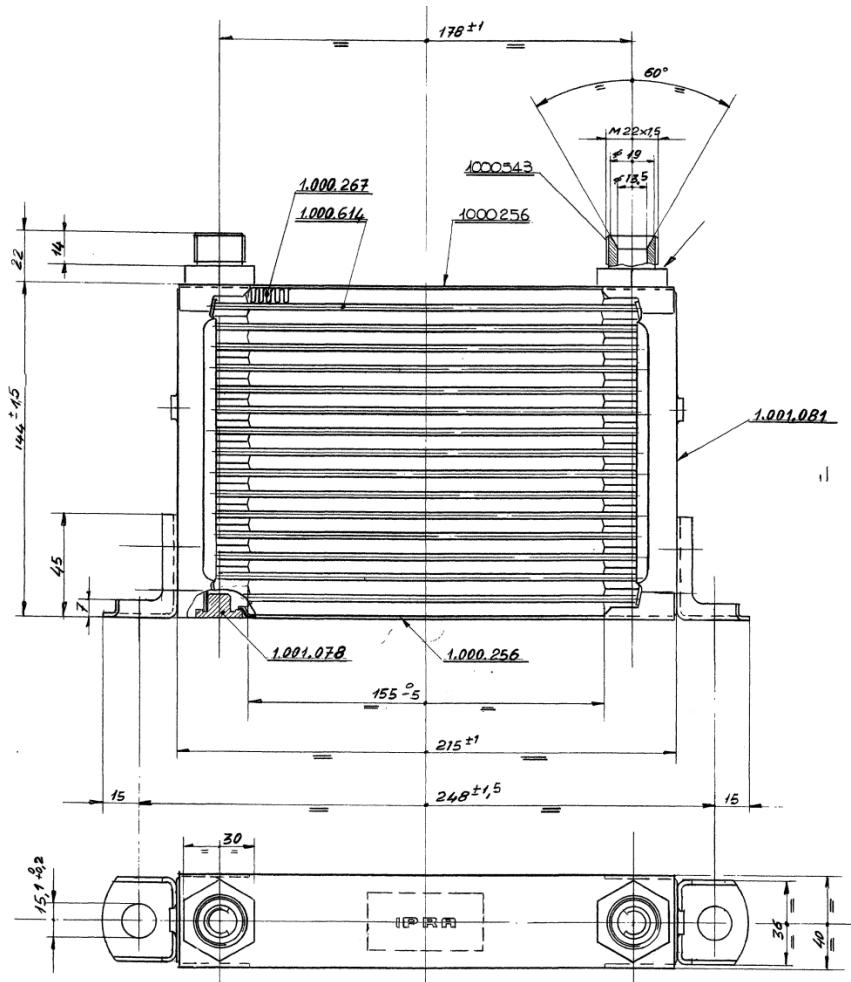


Figura3.4: Planos radiador Valeo

Para el acoplamiento del citado radiador a la instalación se ha creído conveniente la fabricación de una barra de metal, a la que éste será anclado, y su inserción en el lugar marcado en la figura 3.5 (también acotado y representado en las figuras 3.13 y 3.14).

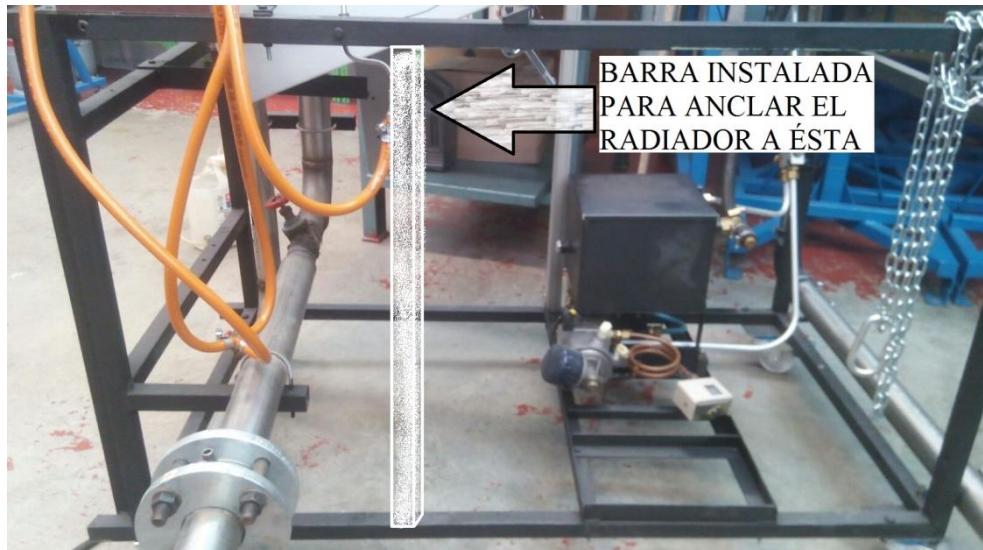
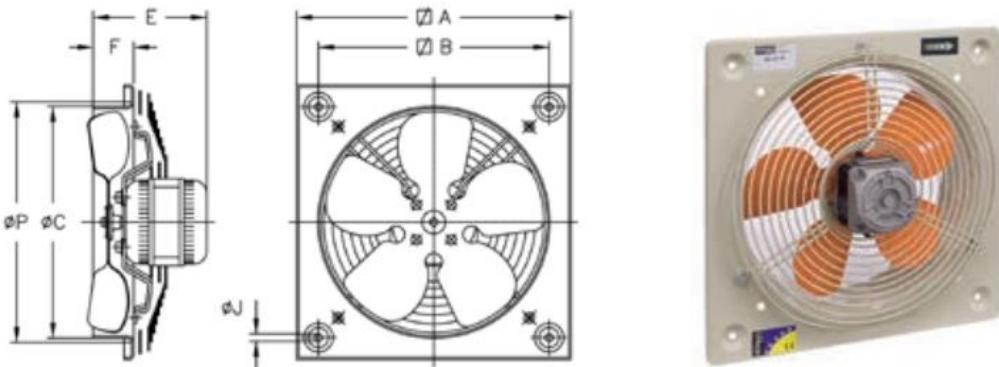


Figura3.5: Localización radiador

3.2.3 VENTILADOR

Una vez conocido el caudal de aire necesario para refrigerar el agua ($853,8 \text{ m}^3/\text{h}$) se ha acometido la búsqueda de un ventilador que lo proporcione, teniendo en cuenta además el tamaño del radiador al que éste va a ir acoplado, lo cual supone una restricción en cuanto a las dimensiones del mencionado ventilador. La búsqueda ha sido costosa, puesto que el caudal de aire es demasiado alto en comparación con las dimensiones que se pretenden conseguir. Finalmente, tras rastrear en diferentes catálogos online, se ha optado por satisfacer mediante la elección del componente los requerimientos relativos al caudal de aire en detrimento de los requisitos dimensionales. Así, se ha escogido un ventilador de mayores dimensiones que el radiador, pudiendo llegar a aportar un caudal de $960 \text{ m}^3/\text{h}$ (figura 3.6). La idea es que el aparato se encuentre anclado al radiador o a la barra de metal que sujetaría a éste, existiendo la posibilidad de que se puedan fabricar y acoplar placas de metal a modo de tolvas que permitan adaptar y redirigir íntegramente el flujo de aire hacia el mencionado radiador. El ventilador elegido pertenece al fabricante Sodeca (modelo HCD-25-4M), con un PVP de 115,40€/unidad, y presenta las siguientes características:

Modelo	$\varnothing A$	$\varnothing B$	$\varnothing C$	E	F	$\varnothing J$	$\varnothing P$
HCD-25	330	275	262	105,5	56	10,5	290



Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A) 230V	Potencia absorb. desc. libre (W)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)
HCD-25-4M	1340	0,25	41	960	43	1,60

Figura3.6: Ventilador Sodeca HCD-25-4M

3.2.4 VASO DE EXPANSIÓN

El depósito de expansión se ha tenido en cuenta como medida preventiva en caso de que durante el funcionamiento el agua eleve su temperatura en exceso, aumentando su volumen y pudiendo provocar problemas en la instalación. Así, el depósito podrá actuar como almacén en esas situaciones, volviendo el caudal al circuito una vez la temperatura vuelva a bajar. Considerando las reducidas dimensiones del circuito a diseñar, se ha decidido reciclar cualquier envase disponible, ya se encuentre en el taller o sea de uso doméstico, y utilizarlo como vaso de expansión. No obstante, es necesario tener en cuenta que el material del que esté hecho el envase ha de ser capaz de soportar sin problemas las altas temperaturas del agua cuando la máquina se encuentre en régimen de funcionamiento. Además, es deseable que el depósito de expansión disponga de un orificio en su tapa superior con un tapón, ya que éste deberá abrirse en caso de ocurrir sobrepresiones en el circuito. En caso de ser necesario, habrán de realizarse dos operaciones sobre el envase en cuestión para que pueda cumplir con su función correctamente: primero, se ha de perforar la tapa inferior para poder conectar el vaso con la tubería proveniente del circuito cerrado de agua; y segundo, en caso de que el material del envase sea opaco, se ha de perforar dos veces la superficie lateral (un agujero en la parte más inferior y otro en la superior de manera que queden alineados en una línea vertical) para insertar un tubo transparente a través del cual podrá medirse el nivel de líquido en el interior.

Para valorar la importancia del vaso de expansión, es necesario conocer el volumen de agua que va a ser utilizada dentro del circuito inicialmente, así como el volumen de agua una vez ésta haya sufrido una cierta expansión volumétrica debido a su incremento

de temperatura durante el régimen de trabajo. Conociendo el diámetro de los conductos que van a comunicar los diferentes componentes del circuito (16 mm), se ha establecido de manera aproximada la longitud de tubo que forman los mencionados conductos en su totalidad mediante los esquemas que muestran la distribución de los componentes en la instalación (también el depósito de expansión), realizados en AutoCAD. La longitud total de tubo necesaria, pues, se ha estimado en unos 1586 mm. Así, se ha obtenido el volumen inicial de agua en el circuito, el cual resulta aproximadamente 0,33 litros. Para el cálculo del volumen de agua una vez expandida ésta cúbicamente se ha obtenido el coeficiente de dilatación térmica del agua, en este caso $0,0006242 \text{ K}^{-1}$, a través de la tabla A.6 (Incropera & DeWitt, 1999). Además, la diferencia de temperaturas que sufre el agua es de 5°C . Con todo esto y mediante la ecuación C.2, se ha obtenido un valor de volumen de agua expandida de 0,331 litros (anexo C). Esto demuestra el intrascendente rol del vaso de expansión dentro del circuito, lo cual no implica directamente poder prescindir de él, pero es muy probable que empleando cualquier tamaño de envase (p. ej.: dimensiones de una lata de refresco) para dicha función se garantice una eficaz labor del componente.

Por último, se ha decidido según la distribución de los diferentes elementos que componen el sistema, la ubicación del vaso de expansión en una zona más elevada que el resto de componentes como es habitual para el desempeño de función. Así, el depósito de expansión estará anclado a la barra horizontal superior del banco de ensayos:

3.2.5 TUBERÍAS, ROSCAS Y ACCESORIOS

Respecto a los conductos del circuito, los cuales conectan los componentes entre sí, se ha utilizado el catálogo de tubos de la empresa Cautex, escogiendo como material para su fabricación goma sola (conforme norma DIN 73379 tipo C). Dicho material está compuesto de caucho sintético, siendo perfectamente apto para transportar agua y trabajar a baja presión, pudiendo llegar a soportar temperaturas de hasta 110°C . La elección del caucho se debe a su versatilidad y simplicidad de montaje, ya que no requiere de maquinaria especializada para ser moldeado según el diseño del circuito. Además, ofrece la posibilidad de cambiar la disposición de los componentes en el circuito pudiendo ser reutilizado nuevamente gracias a sus propiedades elásticas, lo cual no ocurre en el caso de tubos metálicos. Atendiendo a las dimensiones de los conductos, se ha elegido un diámetro de 16 mm puesto que es el tamaño de las boquillas de entrada y salida del intercambiador de calor. De este modo, en caso de ser necesario, todos los componentes elegidos han de ser adaptados a las dimensiones de las tuberías del circuito mediante racorería, roscas o adaptadores.

En el caso de la bomba de agua, sus boquillas poseen una rosca gas macho de 1'' según sus especificaciones. No ha sido posible la obtención de un accesorio que consiguiera de manera directa la adaptación a los 16 mm de la tubería. Por esta razón, se ha elegido primero emplear un reductor hembra-hembra 1''-1/2'' como el de la figura 3.7, proveniente de la empresa Acinesgon (6,37€/unidad), y a continuación acoplar a éste un

adaptador macho-espiga 1/2''-16 mm. Este último adaptador se ha conseguido a través de la empresa Hidrar (figura 3.8), y su PVP es de 3,50€/unidad.

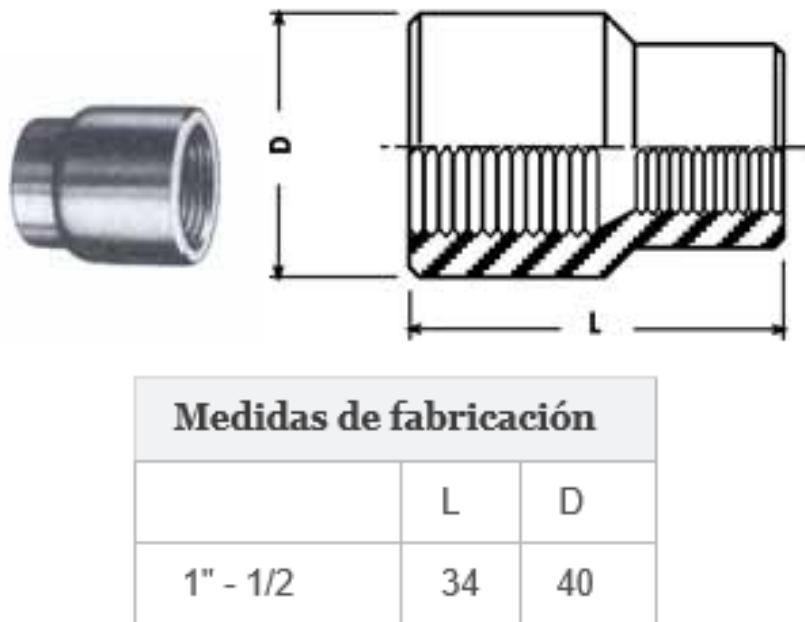


Figura3.7: Reductor hembra-hembra Acinesgon

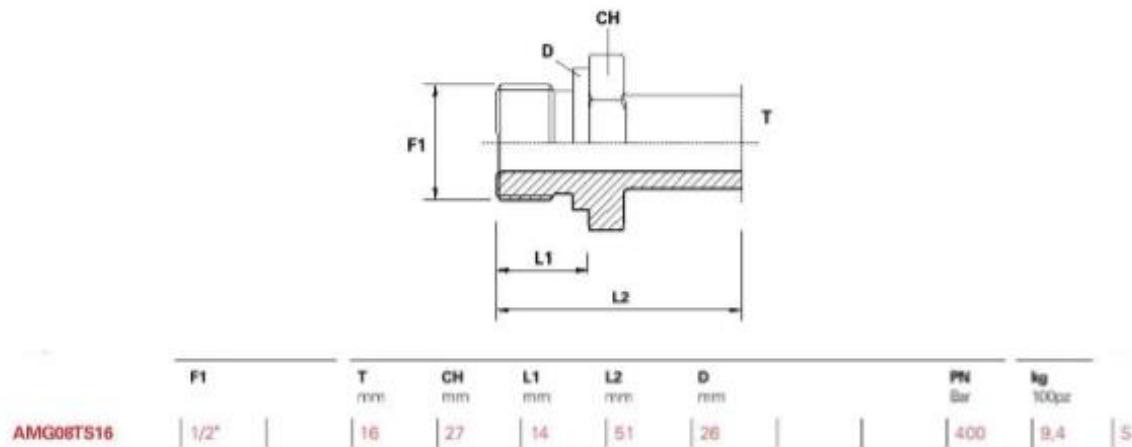


Figura3.8: Adaptador macho-espiga Hidrar

El radiador tiene por boquillas machos de rosca métrica M22x1,5 mm con un ángulo de 60°. En este supuesto se ha encontrado un componente que proporciona de manera directa la adaptación al circuito. Se trata de un adaptador del distribuidor Dicsa, una hembra giratoria métrica M22x1,5 mm con el cono de 60° y cuyo precio es de 2,78€/unidad (figura 3.9).

Conexiones Standard Zn/Ni

Conexiones Métricas DIN 2353

Hembras giratorias Métricas cono 24°/60°

Artículo	DN	ØD1	R1	L	L1	ØC
G244049555	1/2"	15L	M22X1.5	51,5	29,5	9,5

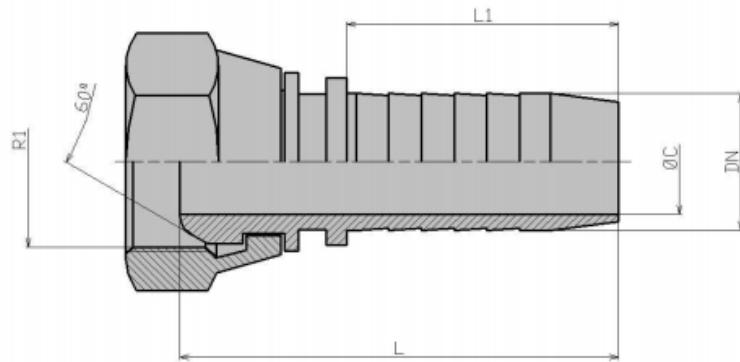


Figura3.9: Rosca radiador Dicsa

Por último, se ha decidido acoplar un racor en T a la tubería para que actúe como conector del vaso de expansión al circuito. A través del distribuidor Thisa se ha conseguido una pieza de latón que forma parte de una gama de accesorios diseñados para su uso en fontanería, calefacción, y en diversas aplicaciones que requieran de uniones de tubo PEX, por valor de 3,66€/unidad (figura 3.10). Se trata de un modelo de racor en T acabado en espiga en cada una de sus tres boquillas, siendo todas ellas de iguales dimensiones: 16 milímetros de diámetro. Este diámetro supone que, aunque pueda parecer demasiado ajustado dado que las tuberías son igualmente de 16 mm, el racor podrá adaptarse perfectamente al circuito gracias a las propiedades elásticas de los conductos de caucho.



Código	Dimensión	Euros / Unidad
721 090 160	16 x 16 x 16	3,66

Figura3.10: Te iguales Thisa

3.3 DISEÑO GRÁFICO Y DISTRIBUCIÓN

Se han diseñado dos esquemas referentes a la planta y el alzado de la instalación completa de turbina de gas que se encuentra en el laboratorio de motores mediante el software AutoCAD (anexo D). En ellos, además de poder identificar componentes que forman la actual instalación, se ha incorporado también la distribución de todos los

componentes del circuito alternativo de refrigeración por agua, como viene indicado en las figuras 3.11 y 3.12. Aunque no se trata de planos al uso, puesto que no incluyen un boceto de la instalación al completo al mostrar únicamente la zona que va a ser utilizada por el nuevo circuito, se ha considerado realizarlo dado que es ilustrativo y puede servir de guía eficazmente en un hipotético montaje.

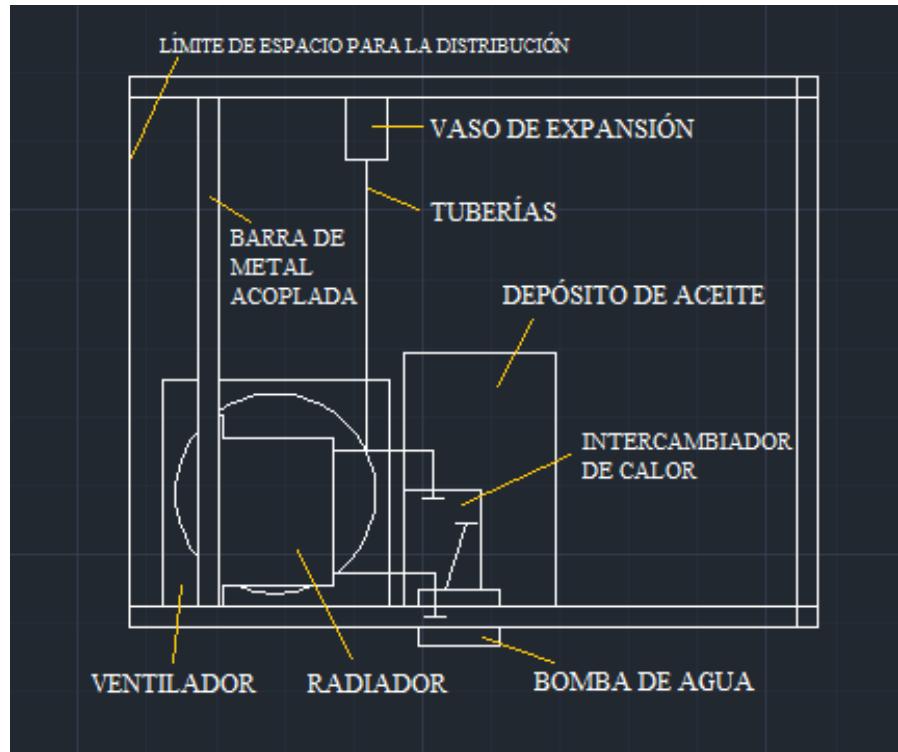


Figura 3.11: Esquema de la instalación (alzado)

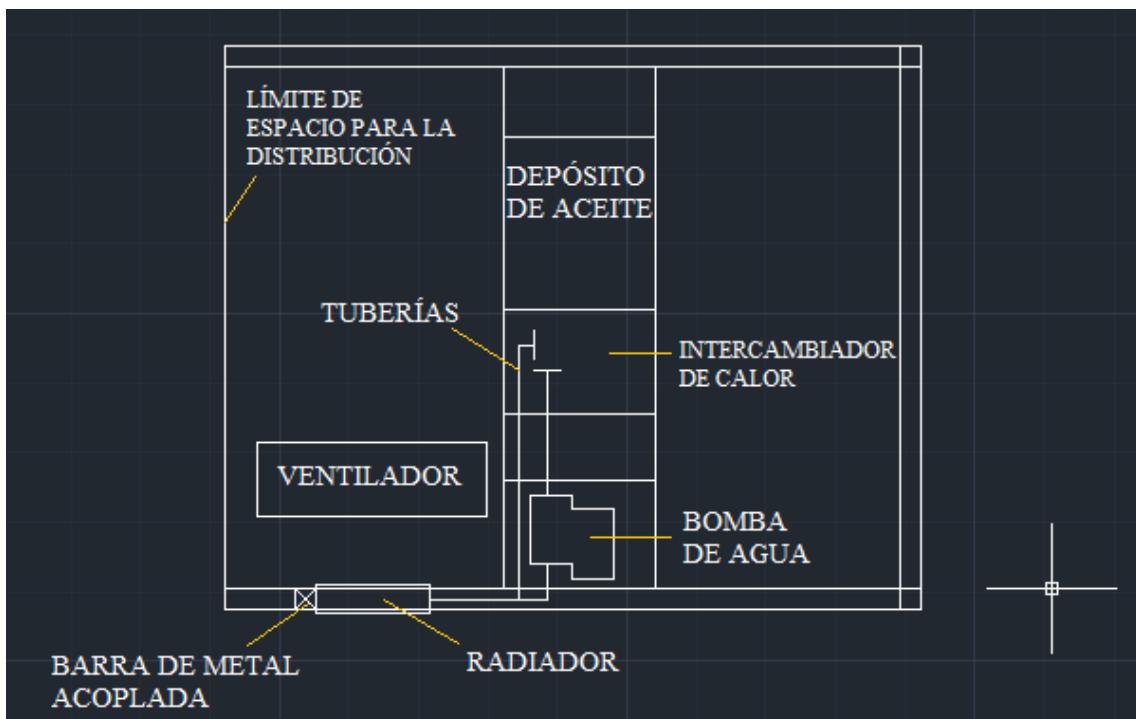


Figura 3.12: Esquema de la instalación (planta)

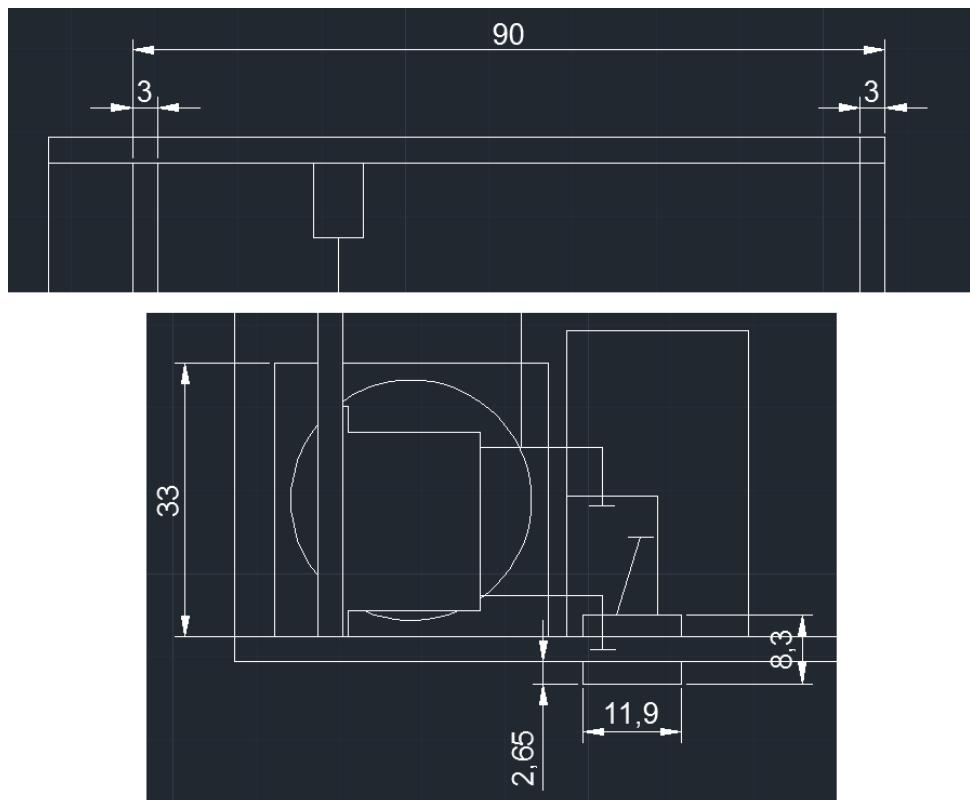


Figura3.13: Acotaciones significativas (alzado)

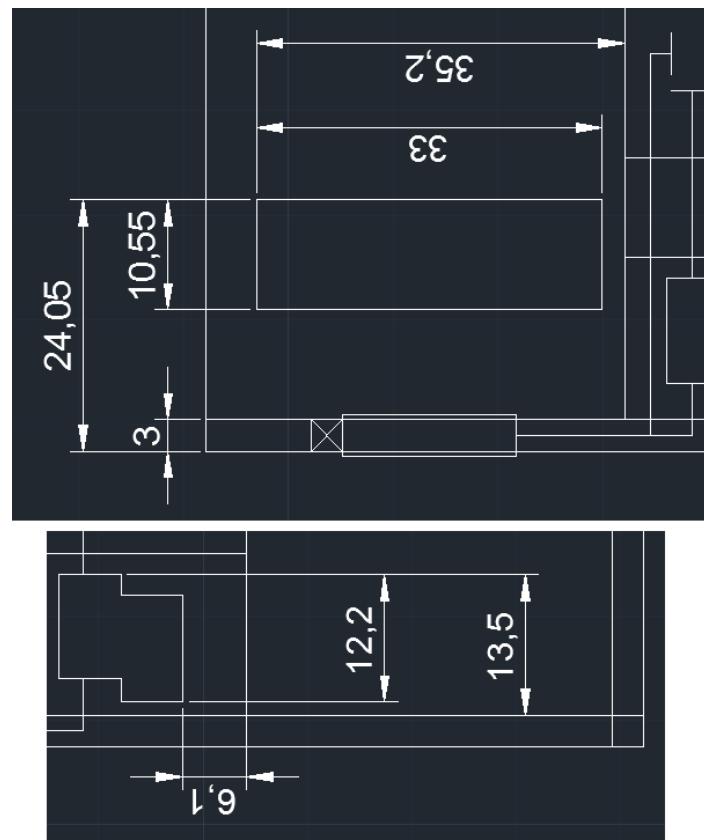


Figura3.14: Acotaciones significativas (planta)

3.4 CONCLUSIONES

En primer lugar, es complicado sacar conclusiones certeras sobre el recién diseñado circuito de refrigeración puesto que los cálculos se han realizado de manera menos rigurosa que en el caso del tubo aleteado. No obstante, atendiendo a las características y propiedades de los componentes escogidos puede afirmarse que la refrigeración del aceite del depósito será eficaz dado que, en particular la bomba de agua y el ventilador, pueden proporcionar mejores condiciones de funcionamiento que las requeridas teóricamente, consiguiendo así un amplio margen de error.

Además, se ha tenido en cuenta la poca relevancia que tiene la función desempeñada por el circuito de agua en comparación con otros sistemas de la misma instalación, por lo que aun ocupando éste un amplio espacio, se ha asegurado la posibilidad de poder modificar la distribución de los componentes en caso de ser necesario. Esto es gracias a los tubos de goma seleccionados y su capacidad elástica, y se debe a que la instalación de turbina de gas se encuentra todavía por terminar, pudiendo ser necesario parte del espacio empleado por el circuito de agua para la instalación de otro sistema.

Por todo ello, si se decide acometer la fabricación del circuito diseñado, éste cumplirá con su función sin problema alguno y no resultará un inconveniente para futuras ampliaciones de la instalación de turbina de gas.

REFERENCIAS

- Acinesgon. (s.f.). *Catálogo de productos online. Accesorios para tubería. Accesorios Rosca Gas.*
- Boyce, M. P. (1982). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Gulf Publishing Company.
- Canut, A., Guerra, F., Guzmán, B., & Struck, A. (2008). *Reporte post-laboratorio práctica 2: Tubos Aleteados*. Universidad Iberoamericana.
- Cautex. (s.f.). *Catálogo de productos online. Tubos y Manguitos (tubo combustible)*.
- Çengel, Y. A. (1998). *Heat Transfer: A Practical Approach*. WCB/McGraw-Hill, International Edition.
- Dicsa. (s.f.). *Catálogo de productos online. Flexibles hidráulicos. Racores para tubería flexible. Conexiones Standard Zn/Ni (conexiones métricas DIN 2353)*.
- González-Mendizabal, D. (2002). *Guía de Intercambiadores de Calor: tipos generales y aplicaciones*. Universidad Simón Bolívar: Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia.
- Hidrar. (s.f.). *Catálogo productos en línea. Racordaje (carbono)*.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Pearson Educación, 4^a edición.
- López, R., & Milón, J. J. (s.f.). *Evaluación del estado de motores de vehículos a gasolina modificados para funcionar a GLP*. Universidad Católica San Pablo. Vallecito, Arequipa, Perú.
- Manolo, F. (2000). *Mi chorra*. Louis.
- Marín, J. M., & Monné, C. (2007). *Transferencia de Calor*. Kronos, 2^a edición.
- Martín Monroy, M. (1995). *Comportamiento Térmico de Cerramientos Soleados: un modelo de simulación por diferencias finitas*. Doctorado en Arquitectura, Universidad de Las Palmas de Gran Canaria: Las Palmas de Gran Canaria.
- Mills, A. F. (1999). *Transferencia de Calor*. Editorial McGraw-Hill/Irwin.
- Muñoz Rodríguez, M., Moreno Gómez, F., & Morea Roy, J. F. (1999). *Motores Alternativos de Combustión Interna*. Zaragoza: Prensas Universitarias de Zaragoza, 1^a edición.
- Restrepo, A., Fernández, A. L., & Grajales, V. D. (2007). *Estudio y análisis de estrategias de ahorro de energía usando el software EES (Engineering Equation*

- Solver) para la empresa frigorífico de Pereira S.A.* Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira, Colombia: Scientia et Technica Año XII, No 34.
- Reyes González, H. (2013). *Caracterización de los bancos de prueba de intercambio de calor de tubo concéntrico y de régimen turbulento del laboratorio de térmicas de la UAC*. Universidad Autónoma del Caribe (UAC).
- Rolls Royce. (1996). *The Jet Engine*. Rolls Royce Editorial propia.
- Sánchez Nieto, M. (2007). *Mecánica de fluidos general*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena (Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial).
- Sodeca. (2013). *Catálogo Ventiladores Helicoidales y Extractores de Tejado*.
- Thisa. (2012). *Productos para el confort (accesorio metálico para tubo PEX, casquillo deslizante)*.
- Wilo. (s.f.). *Catálogo en línea. Bombas estándar de rotor húmedo*.
- Zabetakis, M. G. (1965). *Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors*. U.S. Department of the Interior. Bureau of Mines. Washington, USA.
- Zamora, B., Molina-Niñirola, L., & Viedma, A. (2002). Estudio numérico del flujo inducido por convección natural en una pared trombe. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, Vol. 18, 2, 227-242.
- Zuluaga, C., Urrego, R., Osorio, J., & Tenelanda, L. (2014). *Conducción y convección*. Universidad EAFIT, Departamento de Ingeniería de Procesos: Medellín, Colombia.

ANEXO A

DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

Se dispone de una instalación de turbina de gas en el laboratorio de motores. Ésta, a su vez, se compone de una serie de subsistemas, los cuales se van diseñando y fabricando uno por uno. El objetivo final es que, una vez terminada la completa instalación, ésta sea empleada en un futuro con fines docentes por los alumnos de la EINA. Los diferentes subsistemas antes mencionados son: el sistema de arranque (teniendo en cuenta la alimentación eléctrica necesaria), el sistema de lubricación y los sistemas de alimentación, tanto de aire como de combustible, que nutren a la turbina de gas.

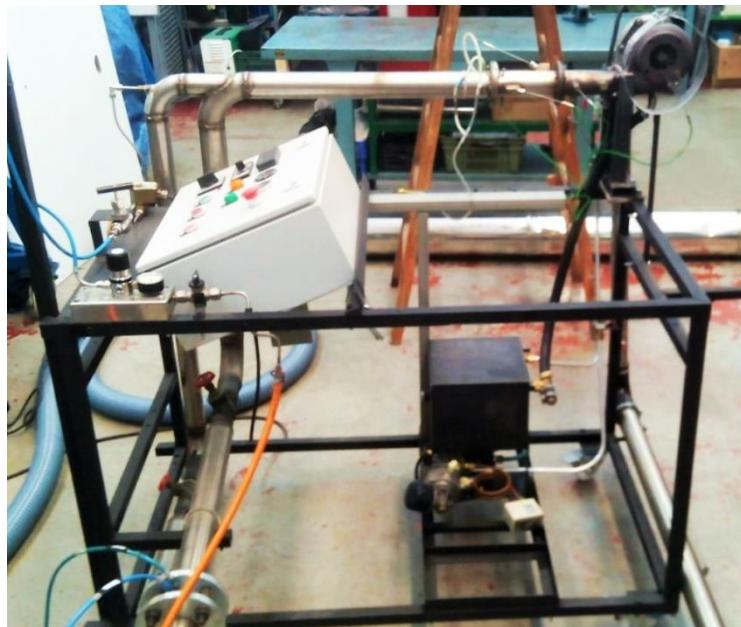


Figura A.1



Figura A.2

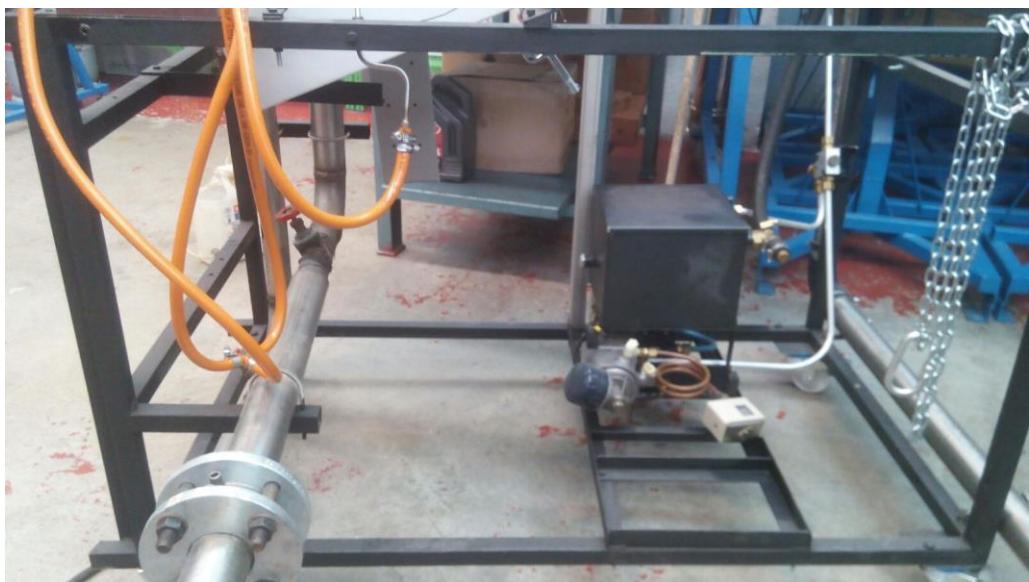


Figura A.3



Figura A.4

La instalación anteriormente descrita no está aún terminada. Existen diferentes cuestiones respecto de su funcionamiento todavía por solucionar, siendo necesario tomar medidas que garanticen el correcto funcionamiento futuro de todo el sistema en su conjunto.

Para este proyecto se ha centrado la atención en el sistema de lubricación de la turbina de gas. Dicho sistema está formado por el depósito de aceite, una bomba la cual lleva incorporada un intercambiador de calor, y tubos tanto de aluminio como de goma que permiten establecer un circuito cerrado para el aceite de lubricación.

El recorrido del aceite a su paso por el circuito es el siguiente: inicialmente en estado de reposo, éste se encuentra en el depósito. Una vez puesta la máquina en funcionamiento, la bomba comienza a impulsar aceite hacia el eje de la turbina a través de un tubo de aluminio, siendo sólo un pequeño porcentaje de dicha cantidad de aceite impulsado la que llega hasta éste. Ello es debido a que la bomba proporciona un gran caudal, mucho más del requerido para la lubricación del eje, y parte de éste es redirigido hacia el depósito de nuevo. Una vez llegado al eje de la turbina y habiendo sido éste lubricado, el aceite sale de nuevo en dirección al depósito, fluyendo por gravedad a través de un tubo de goma.

Atendiendo al sistema de lubricación, se han presentado dos problemas fundamentales a resolver, que tienen que ver con las altas temperaturas que llega a alcanzar el aceite lubricante durante el funcionamiento de la máquina, ya que no existe refrigeración alguna que actúe sobre el aceite:

1. En primer lugar, el aceite se somete a elevadas temperaturas durante la lubricación de la turbina de gas, siendo su temperatura media de trabajo entre 120°C y 130°C, aproximadamente. La exposición a tan altas temperaturas sumado al hecho de que la cantidad de aceite que lubrica el eje de la turbina es ínfima, formando únicamente una fina película de líquido a través del tubo de goma que baja hacia el depósito, provoca que el aceite en la salida del eje comience a evaporarse mediante la formación de burbujas en el interior de dicho conducto. El aceite evaporado ya no se puede volver a recuperar debido a que no existe sistema alguno que pueda refrigerarlo al disminuir su temperatura, volviéndolo a condensar.
2. Dentro del depósito de aceite, que en reposo comienza conteniendo el líquido a temperatura ambiente, va aumentando la temperatura conforme el aceite lubrica la instalación, ya que continuamente se recibe un caudal de líquido lubricante en el depósito que aunque escaso, se encuentra muy caliente. Esto, a la larga, supone que la temperatura del aceite en el interior del depósito sea muy alta, favoreciendo un peor comportamiento de dicho aceite en la labor de lubricación que se le encomienda debido a que actuará a temperaturas demasiado elevadas. Además, una mayor temperatura de trabajo del aceite también favorecerá la

formación de burbujas y pérdida del mismo en su camino de vuelta al depósito, como hemos explicado anteriormente.

Una vez analizados sendos problemas, se han planteado las consiguientes estrategias a tomar para su resolución:

- Para el primer problema existe además otra limitación, en este caso referida al espacio disponible para implementar cualquier tipo de medida. Como antes se ha mencionado, se trata de un tramo de tubo de goma que conecta la turbina de gas con el depósito de aceite, por lo que se ha decidido diseñar un tubo aleteado de metal que pueda actuar como refrigerador del circuito. Esta medida nos garantiza el empleo de poco espacio dentro de la instalación, ya que el tubo diseñado será insertado y acoplado en el recorrido del tubo de goma, siendo el material elegido para su fabricación aluminio.
- En el segundo caso no contamos con la limitación de espacio. Se ha optado por otra solución, la de construir un circuito cerrado de agua para la refrigeración del aceite antes de entrar al eje, una vez sale del depósito. Para ello se va a utilizar el intercambiador de calor que viene acoplado a la bomba impulsora de aceite lubricante. Además, para asegurar el correcto funcionamiento del circuito, se ha decidido incorporar una bomba de agua, así como un radiador de tamaño reducido al cual se va a acoplar un ventilador.

ANEXO B

TUBO ALETEADO

El primer objetivo que se ha planteado para iniciar la mejora de la instalación trata del diseño de un tubo aleteado que pueda servir como elemento refrigerante del aceite en su salida de la turbina de gas hacia el depósito. Así, se evitará en la medida de lo posible la formación de burbujas en el aceite y su posterior pérdida por evaporación, siendo también posible la condensación de dichas burbujas en caso de producirse.

En el problema planteado, se ha marcado como objetivo la obtención de la longitud del tubo aleteado a fabricar, siendo calculados o estimados el resto de parámetros críticos que influirán en los cálculos (caudal de aceite, temperaturas de entrada y salida del mismo, coeficientes convectivos, etc.). Al necesitarse también la longitud del tubo como entrada para cálculos posteriores, se ha diseñado un problema de tipo iterativo estimando primero y de la manera más rigurosa posible una longitud de tubo para acabar obteniendo al final otro valor, tratando de que ambos acaben por converger. Así, la última iteración sería aquella en la que el valor de longitud introducido durante los cálculos del problema coincide con el valor obtenido al final de dichos cálculos.

Se han formulado dos maneras de resolver el supuesto: la primera de ellas, acoplando el tubo aleteado y refrigerando sin apoyo de aire externo; y la segunda, de igual manera que la anterior pero contando además con la ayuda de un flujo de aire externo proporcionado por un ventilador. Por tanto, se trata de un problema en el que interviene la convección forzada interna, la conducción, y la convección natural o la convección forzada externa según sea el primer o segundo caso, respectivamente.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La conducción viene establecida por la Ley de Fourier, la cual establece que en conducción existe una relación proporcional entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas, y viene escrita de la siguiente manera:

$$\overrightarrow{q''} = -\lambda \vec{\nabla} T \quad (\text{B.1})$$

Siendo λ la conductividad térmica y el resto de variables las citadas en el párrafo anterior. Además, se puede afirmar que el flujo de calor puede adaptarse a una posible variación del campo de temperaturas al instante (el calor se propagaría a velocidad infinita), salvo cuando dicha variación sea muy brusca ya que entonces la velocidad de propagación sería finita (Cengel, 1998).

La convección, para producirse, necesita de un movimiento de fluidos además de la presencia de un medio material. La velocidad de transferencia de calor será mayor a través de convección que por conducción, puesto que el movimiento del fluido provoca que porciones frías del mismo se pongan en contacto con otras más calientes de manera continua. A su vez, cuanta más alta sea la velocidad del fluido, mayor será también la velocidad de transferencia de calor (Incropera & DeWitt, 1999).

Según exista movimiento forzado en el fluido libre o no, se distinguirá entre convección forzada o convección natural, respectivamente. Para catalogar el problema de una

manera u otra se emplean dos números adimensionales, denominados *número de Reynolds*, Re , y *número de Grashof*, Gr , los cuales vienen expresados de la siguiente manera:

$$Re = \frac{u_\infty L}{\nu} \quad (B.2)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_S - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (B.3)$$

Teniendo lugar u_∞ como la velocidad media del fluido, L como la longitud característica del medio sólido en cuestión, g como la gravedad, T_∞ y T_S como temperaturas ambiente y en la superficie exterior del medio sólido, respectivamente, y diferentes propiedades del fluido a tratar (Cengel, 1998).

La convección forzada tiene lugar, matemáticamente hablando, cuando el cociente $(Gr/Re^2) \ll 1$. Además, ésta puede ser exterior, si la superficie sólida está en contacto o sumergida en una gran masa de fluido, o interior, en caso de que sea el fluido el que se encuentre alojado dentro de un recinto sólido. Ambos casos deben ser tratados de manera diferente entre sí, debido a que cada uno de ellos tiene sus peculiaridades, tanto en la variación de las propiedades del fluido a lo largo del espacio (sobre todo la temperatura) como en las condiciones de intercambio de calor con la superficie sólida.

Mientras que en la convección forzada el movimiento del fluido se produce a través de fuerzas externas, en convección natural o libre dicho movimiento se debe a fuerzas de empuje dentro del propio fluido. Matemáticamente se suele catalogar como la situación en la cual el cociente $(Gr/Re^2) \gg 1$. En convección natural, al ser las velocidades de los fluidos menores que en el caso de convección forzada, las transferencias de calor también serán menores. Hay diversas aplicaciones de la convección libre, como en pérdida de calor en tuberías, refrigeración de dispositivos electrónicos, calefacción, producción de frío doméstico e industrial, etc.

ESCENARIO 1: REFRIGERACIÓN MEDIANTE CONVECCIÓN NATURAL

Una vez analizados el problema y la teoría, el primer paso ha sido tomar medidas del caudal de aceite lubricante que pasa por el eje de la turbina y que cae posteriormente por acción de la gravedad de nuevo al depósito. Se ha redirigido el tubo de goma que conecta ambos elementos hacia una probeta, y poniendo la máquina en marcha se tomaron diferentes medidas de caudal, obteniéndose finalmente la media de 10 muestras. Cada medida de volumen de aceite lubricante se obtuvo al cabo de 1 minuto de tiempo.

Por tratarse de medidas en frío, y siendo obvio que el aceite fluye mejor cuanto más caliente se encuentre, el caudal de aceite obtenido a través de la toma de medidas ha sido multiplicado por 2 para su uso en los cálculos posteriores como aproximación a un

caudal de aceite real en funcionamiento de la máquina. Dicho caudal obtenido ha sido de 0,00283 kg/s.

Una vez obtenido el caudal, el cual se considera el primer dato a tener en cuenta a la hora de afrontar el caso, es necesario saber también el diámetro del tubo de goma al que se va a acoplar el tubo aleteado, ya que su diseño en cuanto a dimensiones dependerá también de ello. En este caso solo se tendrá en cuenta el diámetro interno del tubo de goma, ya que en principio el tubo aleteado irá acoplado internamente al mismo. Dicho diámetro es de 19 mm. Teniendo en cuenta este dato, se ha decidido que los diámetros del tubo aleteado a diseñar sean 20 mm el exterior, D_e , y 18 mm el interior, D_i .

Finalmente, los últimos parámetros que ha sido necesario establecer para el consiguiente cálculo del problema han sido las temperaturas del aceite lubricante tanto a la entrada como a la salida del tubo. Se ha supuesto como temperatura de entrada 120°C, cercana a la que se podría considerar temperatura de trabajo del aceite. Como temperatura a la salida del tubo, o sea, a la que queremos que salga el aceite después de que el tubo lo refrigerue, se ha considerado 100°C.

A continuación, una vez recopilados todos los datos e información necesarios anteriores a la realización del problema, se ha procedido a resolverlo analíticamente como si de un problema de termodinámica o transferencia de calor se tratara. El primer paso ha sido el cálculo del calor que va a ser necesario evacuar mediante el tubo aleteado, teniéndose en cuenta el caudal de aceite, el calor específico del mismo, y las temperaturas tanto de entrada como de salida del aceite a través del tubo (Incropora & DeWitt, 1999):

$$q = \dot{m}C_p(T_e - T_s) \quad (\text{B.4})$$

Obteniéndose un valor de 124,5 W.

A continuación, se ha realizado el cálculo del coeficiente convectivo interno. Para esta etapa ha existido una limitación, y es que las correlaciones que se utilizan usualmente para conductos tubulares se basan en conductos llenos de líquido, el cual no es el caso (como antes se ha explicado se trata de una fina película de aceite que baja a través del tubo por gravedad). Por tanto, se ha optado por estudiar la variación del coeficiente convectivo interno en caso de que el tubo estuviera lleno de aceite mediante las correlaciones usuales, comparando este valor con una aproximación en la que se ha calculado el mismo coeficiente tratándose el medio de una placa plana vertical:

Caso 1: Aproximación tubo lleno

1. El primer paso es estimar una temperatura media del fluido, la cual se establece como la media entre la temperatura de entrada y la de salida: 110°C, o lo que es lo mismo, 383K. Mediante la tabla A.5 del libro *Fundamentos de Transferencia de Calor* (Incropora & DeWitt, 1999) se obtienen todas las propiedades del aceite necesarias para los cálculos posteriores.

2. Después, se obtiene el *número de Reynolds* adaptado a flujo interno mediante su longitud característica (en este caso el diámetro interior del tubo aleteado), el caudal de aceite que recorre el conducto y la viscosidad dinámica del mismo:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (\text{B.5})$$

Siendo el valor resultante 15,4.

3. Como el valor del *número de Reynolds* obtenido es inferior a 2300, el fluido se encuentra en la zona de régimen laminar. Por ello, es necesario calcular las longitudes térmica e hidrodinámica de la capa límite:

$$x_{cd,t} = 0,05DRe_DPr \quad (\text{B.6})$$

$$x_{cd,h} = 0,05DRe_D \quad (\text{B.7})$$

Se observa que las capas límite, tanto térmica como hidrodinámica, se encontrarán completamente desarrolladas cuando la longitud del conducto sea de 3,118 y 0,013 metros, respectivamente. Estimando que la longitud del tubo sea 0,25 metros, se puede concluir que sólo existe desarrollo térmico, puesto que la capa límite hidrodinámica se encuentra totalmente desarrollada (Cengel, 1998).

4. El siguiente paso concierne al cálculo del *número de Nusselt*. Se ha empleado la correlación de Hausen (Marín & Monné, 2007), la cual requiere que la temperatura en la superficie exterior del tubo, T_S , sea constante. Aunque es obvio que en este caso el aceite entra y sale del tubo a diferentes temperaturas, lo cual indica una temperatura en la pared exterior variable, para simplificar los cálculos y dado que dicha diferencia de temperaturas no es elevada se ha optado por una aproximación de T_S constante.

$$\overline{Nu}_D = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_DPr}{1+0,04[(D/L)Re_DPr]^{2/3}} \quad (\text{B.8})$$

Siendo el resultado obtenido 10,11.

5. Finalmente, se obtiene el *coeficiente convectivo interno*, h , el cual tiene en cuenta para su cálculo la *longitud característica* (D_i) del tubo, el *número de Nusselt* hallado anteriormente y la *conductividad térmica del fluido*, k , resultando en un valor de 76,36 W/m²K.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}L_C}{k} \quad (\text{B.9})$$

Caso 2: Aproximación placa plana vertical

1. En este caso las propiedades del fluido se han de obtener a la *temperatura de película*, la cual está definida como la media entre la temperatura de la superficie de la placa (estimación de 100°C) y la temperatura ambiente (340K aprox.), y nuevamente mediante la tabla A.5 (Incropora & DeWitt, 1999) obtenemos dichas propiedades del aceite.
2. Con las propiedades del aceite, se obtiene el *número de Rayleigh*, el cual se puede definir simplemente como el producto de los números de Grashof (ecuación B.3 empleando la longitud característica, L_C) y de Prandtl (Zamora, Molina-Niñirola, & Viedma, 2002):

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (\text{B.10})$$

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_S - T_\infty)L_C^3}{\nu\alpha} \quad (\text{B.11})$$

Añadiendo a los cálculos la longitud característica (en este caso la longitud de la placa), la difusividad térmica del aceite, la viscosidad cinemática del mismo, y su coeficiente de dilatación volumétrica. Con todo ello, se obtiene un valor de $2,556 \times 10^6$.

3. Mediante la correlación de *Churchill* y *Chu* (Incropora & DeWitt, 1999) se obtiene el *número de Nusselt*:

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (\text{B.12})$$

Siendo el valor resultante 27,28. Esta correlación es válida únicamente para valores del *número de Rayleigh* por debajo de 10^9 .

4. Por último, sólo queda calcular el *coeficiente convectivo*, h , mediante la ecuación B.9, tomando en este caso la *longitud característica* de la placa como la longitud de la circunferencia interior del tubo (πD_i), obteniéndose un valor de 211,4 W/m²K.

Una vez los resultados de cada uno de los coeficientes convectivos obtenidos a través de las dos aproximaciones han sido comparados, queda latente la poca diferencia que existe entre ambos, siendo elegido finalmente el valor de la aproximación de placa plana vertical para los cálculos posteriores (211,4 W/m²K). Esta elección se ha basado en la mayor similitud que existe entre el caso en cuestión con otro caso en el que el medio sea

una pared vertical, dado que en ambos se supone el líquido interno como una fina película de fluido, siendo este supuesto radicalmente diferente en el caso de un tubo lleno de líquido.

Después de hallar el coeficiente convectivo interno, se ha calculado la temperatura exterior en el tubo para comprobar el peso que tiene la resistencia térmica de conducción en el problema. Primero, se ha calculado la temperatura en el interior del tubo, tomando como temperatura del fluido una media entre la de entrada y salida del aceite (110°C), mediante la ecuación de transferencia de calor por resistencias térmicas. En este caso la única resistencia ha sido la de convección interna:

$$q = \frac{T_m - T_i}{\frac{1}{hA_i}} \quad (\text{B.13})$$

Siendo A_i el área lateral interna del tubo. El valor de T_i es $89,17^{\circ}\text{C}$. Acto seguido, se ha calculado la temperatura en el exterior del tubo de la misma manera, siendo en este caso considerada la resistencia térmica por conducción:

$$q = \frac{\frac{T_i - T_s}{\ln^{Re}/R_i}}{2\pi Lk} \quad (\text{B.14})$$

Atendiendo en este caso a parámetros como la longitud estimada del tubo (suponemos 0,25 metros) y la conductividad térmica del aluminio, k (180 W/mK), la temperatura en la pared externa del tubo, T_s , resulta $89,12^{\circ}\text{C}$. Ha quedado demostrada, pues, la poca importancia que reside en la conducción del calor a través del tubo, ya que la temperatura del mismo apenas se ve afectada por dicha resistencia térmica. Por ello, se ha optado por obviar ésta para los cálculos posteriores como medida de simplificación.

Otro parámetro crítico a la hora de afrontar la resolución del problema es el coeficiente convectivo externo. En este caso, el medio en el que se encuentra el tubo es aire a temperatura ambiente, y éste refrigerará dicho conducto mediante convección natural o libre. El coeficiente de convección externa, por tanto, será bastante bajo. Para ser obtenido, se dispone de la siguiente correlación basada en ASHRAE, en la Tabla 4.1 de la referencia (Martín Monroy, 1995):

$$h_o = 2,57 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \quad (\text{B.15})$$

Resultando en un valor final aproximado de 12 W/mK.

Habiendo calculado ya los coeficientes de convección interno y externo a utilizar, y antes de obtener la longitud del tubo, entra en juego el diseño de las aletas de la superficie exterior de dicho conducto. Para empezar, hay que elegir parámetros inherentes al diseño de tubos aleteados, tales como la distancia entre aletas, d , la anchura de cada aleta, t , y la longitud de la aleta (teniendo en cuenta sólo la distancia

entre la pared exterior del tubo hasta el final de la aleta), L' . Los valores escogidos han sido: $d=0,004 \text{ m/m de tubo}$, $t=0,002 \text{ m/m de tubo}$, $L'=0,015 \text{ m/m de tubo}$.

Con estos valores, se pueden calcular nuevos parámetros, como diferentes ratios los cuales posibilitan la obtención del rendimiento individual de una aleta, o el número de aletas por cada metro de tubo, los cuales vienen dados por las siguientes expresiones:

$$L_C = L' + t/2 \quad (\text{B.16})$$

$$R_2 = R_e + L' \quad (\text{B.17})$$

$$R_{2C} = R_2 + t/2 \quad (\text{B.18})$$

$$a_f = 2\pi(R_{2C}^2 - R_e^2) \quad (\text{B.19})$$

$$Ap = L_C t \quad (\text{B.20})$$

$$Ap_C = L_C^{3/2} \sqrt{h_o/kAp} \quad (\text{B.21})$$

$$N = \frac{1}{t+d} \quad (\text{B.22})$$

Con los ratios nombrados anteriormente ya calculados, se ha acudido a gráficas que permiten la obtención del rendimiento individual de cada aleta, η_i (Incropera & DeWitt, 1999). En este caso, el rendimiento individual es del 95% (0,95).

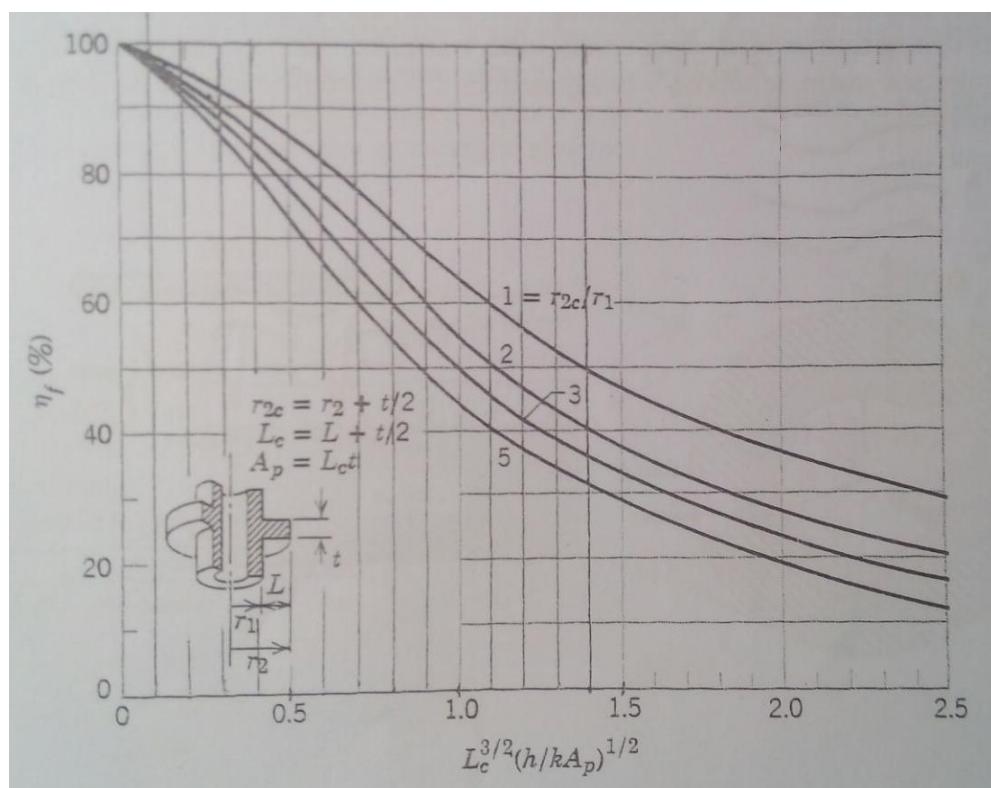


Figura B.1

Una vez llegados a este punto, solamente quedan por calcular los últimos parámetros que intervienen en el problema de diseño de aletas: superficie total de las aletas por cada metro de tubo, superficie total de la parte sin aletas por cada metro de tubo, y rendimiento global de las aletas.

$$A_f = N a_f \quad (\text{B.23})$$

$$A_{nf} = \pi D_e (1 - tN) \quad (\text{B.24})$$

$$A_{tot} = A_f + A_{nf} \quad (\text{B.25})$$

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_{tot}} (1 - \eta_i) \quad (\text{B.26})$$

Resultando el rendimiento global en torno a 95,4% (0,954).

Finalizado el diseño de las aletas, la última fase a realizar es el cálculo de la longitud del tubo y su posterior comparación con el valor estimado durante el desarrollo del problema. Se puede obtener dicho valor mediante el cálculo del calor transferido a través de resistencias térmicas, ya que se dispone del rendimiento global de las aletas, el coeficiente de convección externo, las temperaturas tanto ambiente como en la superficie exterior del tubo, y el área total de intercambio de calor por cada metro de tubo. Así, se podría analizar la resistencia de convección externa y obtener la longitud del tubo aleteado diseñado al dividir el calor que necesita ser evacuado, calculado inicialmente, con el calor extraído por cada metro de tubo hallado mediante el método de las resistencias térmicas. Sin embargo, al tratarse de un proceso de transferencia de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, encontrándose éstos a su vez separados por un medio sólido, se ha decidido el planteamiento del caso como si fuera el de un intercambiador de calor en el que ambos fluidos se encuentran sin mezclar. Ello es debido a la consideración de éste como un método de resolución más completo y riguroso que la opción de las resistencias térmicas.

Para la ejecución del problema se ha obtenido primero el llamado *coeficiente global de transferencia de calor, U*. Este coeficiente engloba todas aquellas resistencias térmicas que puedan afectar al proceso de transferencia de calor en el intercambiador. Se tienen en cuenta, por tanto, las resistencias térmicas de conducción y de convección interna y externa (incluyéndose en éstas la *eficiencia global de las aletas, η*, en caso de que las haya). Además, también se pueden añadir otras resistencias térmicas adicionales denominadas *factores de impureza, R_f*, las cuales se refieren a obstrucciones por impurezas, formación de moho u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared, lo cual puede conllevar una significativa resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos presentes (Çengel, 1998). En el caso en cuestión, con el fin de simplificar, se han omitido las resistencias por ensuciamiento o impurezas, así como la resistencia por conducción a través de la pared del tubo debido a que ésta es ínfima en

comparación con las resistencias térmicas de convección interna y externa. Así, se ha obtenido el *coeficiente global de transferencia de calor*, U , de la siguiente manera:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{\eta h_o A_o} \quad (\text{B.27})$$

Siendo h_i el *coeficiente convectivo interno* hallado anteriormente, y η la *eficiencia global de las aletas*. Además, se ha obviado la variable de la *superficie del tubo*, A , a modo de simplificación para ser tenida en cuenta más adelante en el cálculo de la longitud de tubo. Con todo ello, el valor de U obtenido es $10,85 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Finalmente, la resolución del problema se ha llevado a cabo mediante el empleo del método de la diferencia de temperatura media logarítmica. Dicho método relaciona la transferencia total de calor que se produce en un intercambiador de calor con parámetros como el coeficiente global de transferencia de calor, las temperaturas de entrada y salida del fluido, y la superficie total que participa en la transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor se ha calculado anteriormente, mientras que el área superficial total de intercambio de calor se refiere a la superficie exterior del tubo siendo también tenida en cuenta la superficie total de las aletas (A_{tot}). Al variar la diferencia de temperaturas con la posición en el intercambiador, se ha de calcular una diferencia de temperaturas media apropiada. Este método ofrece una manera de obtenerla mediante la denominada *diferencia de temperaturas media logarítmica*, ΔT_{ml} (Reyes González, 2013), la cual viene dada por la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 \Delta T_2)} \quad (\text{B.28})$$

Siendo ΔT_1 y ΔT_2 las temperaturas en los puntos extremos del intercambiador (entrada y salida de ambos fluidos). Suponiendo que se trata de un *intercambiador de calor en contraflujo*, las diferencias de temperaturas en los extremos para esta aproximación se pueden expresar como:

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,s} \quad (\text{B.29})$$

$$\Delta T_2 = T_{c,s} - T_{f,e} \quad (\text{B.30})$$

Tomando como temperaturas calientes de entrada y salida las temperaturas del aceite citadas al comienzo del planteamiento del problema, 120°C y 100°C respectivamente. Atendiendo a las temperaturas frías, se toma la de entrada como la temperatura ambiente a la que se encuentra el aire (25°C) y la de salida se estima en torno a 30°C . Con todo ello, el valor de la *diferencia de temperaturas media logarítmica*, $\Delta T_{ml,cf}$ (dados que se trata de una aproximación de contraflujo), es de $82,27^\circ\text{C}$.

La expresión que relaciona el calor total transferido con los parámetros anteriormente explicados se puede escribir de la siguiente manera:

$$q = UA\Delta T_{ml} = UAF\Delta T_{ml,cf} \quad (\text{B.31})$$

En el caso de intercambiadores de calor de pasos múltiples y flujo cruzado, al tratarse de condiciones de flujo más complicadas, se tiene en cuenta un *factor de corrección*, F , el cual se aplica respecto del valor de diferencia de temperaturas obtenido para la suposición de condiciones de contraflujo. Dicho factor de corrección puede aun así considerarse de valor 1 en el supuesto de que el cambio de temperatura de un fluido sea despreciable. En el caso en cuestión, no es necesario aplicar factor de corrección alguno puesto que se trata de un solo paso por carcasa y una aproximación a condiciones de contraflujo, las cuales están consideradas como el escenario más eficaz para la transferencia de calor. El calor total intercambiado resulta finalmente 518,3 W/m de tubo, debido a que la superficie total de intercambio de calor del tubo aleteado viene dada en metros cuadrados por cada metro de tubo (m^2/m de tubo).

Al tratarse de un problema iterativo, la solución del mismo reside en aquella longitud de tubo obtenida que coincide con la utilizada a modo de estimación durante el desarrollo de los cálculos. Tras diferentes iteraciones, el valor de longitud de tubo para el que las dos variables convergen es de 0,24 metros. Aunque se ha comprobado la escasa influencia de la longitud de tubo inicialmente introducida en la solución final, se ha creído oportuno establecer finalmente la longitud del tubo aleteado como 0,25 metros. Esto es debido al probable error en los decimales del resultado obtenido, siendo éste causado por las simplificaciones utilizadas a lo largo del problema.



Figura B.2

ESCENARIO 2: REFRIGERACIÓN MEDIANTE CONVECCIÓN FORZADA (FLUJO EXTERNO)

Habiendo finalizado el diseño del tubo aleteado mediante el planteamiento de un problema de convección libre, se ha propuesto un segundo escenario posible para la refrigeración del aceite lubricante. En este segundo caso, además de utilizar un tubo aleteado, se va a contar con la ayuda de un flujo de aire externo proporcionado por un ventilador, el cual se encuentra ya disponible en el laboratorio de motores. La idea es la utilización del mismo tubo aleteado diseñado en el caso anterior, añadiendo una nueva condición a su funcionamiento (convección forzada externa). Así, se podrá observar el sustancial incremento en la velocidad de la transferencia de calor del proceso, traducido en la variación que sufre el tubo respecto a su longitud para que sea evacuada la misma cantidad de calor que en el primer escenario.

En este segundo escenario propuesto no va a ser requerido el cálculo de un nuevo coeficiente de convección interna, puesto que el único elemento añadido es un flujo externo de aire. Por ello, se seguirá utilizando el valor del obtenido en el caso anterior, el cual es 211,4 W/m²K. Sin embargo, y como es lógico, será necesario el cálculo de un nuevo coeficiente de convección externa debido al cambio de las condiciones planteadas respecto del primer escenario.

El ventilador pertenece al fabricante TOYO FANS, modelo TF120. El modelo presenta unas dimensiones reducidas, convirtiéndolo en un componente idóneo para su utilización en PCs. A través de la página web de la citada empresa, se han conseguido localizar algunos ventiladores de las mismas características que el disponible en el taller. Tras observar diferentes modelos y sus prestaciones, se ha estimado un caudal de aire en funcionamiento de 0,02 m³/s, o utilizando una densidad de 1,2 kg/m³, 0,024 kg/s, para los cálculos posteriores. Además, se ha medido también el diámetro de las hélices, cuyo valor es 0,12 metros. Con estos parámetros se ha obtenido finalmente la velocidad del aire impulsado por las hélices, V , mediante la división del flujo másico que proporciona el ventilador entre la superficie de éste que es atravesada por el aire, resultando 1,768 m/s.

Una vez analizados los parámetros que ofrece el ventilador, se ha comenzado con los cálculos del coeficiente convectivo externo. Para asegurar la correcta ejecución del problema, se ha optado por la obtención y posterior comparación de dicho coeficiente a través de dos métodos diferentes: la correlación de Hilpert, y la correlación de Zhukauskas. Ambas dos utilizan el mismo procedimiento pero emplean diferentes temperaturas a la hora de extraer los datos de propiedades del fluido de tablas. En cualquier caso, el primer paso ha sido el cálculo del *número de Reynolds* para un conducto circular a través de la siguiente expresión (adaptada de la ecuación B.2 para tubos circulares):

$$Re_D = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (B.32)$$

Ésta se puede relacionar con la ecuación B.5, utilizada anteriormente para el cálculo del número de Reynolds en flujo interno a través de un tubo circular, ya que cuando se trabaja con la velocidad media, u_m , se puede afirmar que:

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (\text{B.33})$$

Siendo para el citado caso de un tubo:

$$A_c = \pi D^2 / 4 \quad (\text{B.34})$$

Caso 1: Correlación de Hilpert

Para este método todas las propiedades del fluido van a ser tomadas a una temperatura media de la capa límite, T_f , denominada temperatura de película, la cual se puede escribir como:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (\text{B.35})$$

Resultando una temperatura de película de 340,5K aproximadamente.

Con las propiedades necesarias del aire ya obtenidas mediante la tabla A.4 (Incrocera & DeWitt, 1999), se calcula el *número de Reynolds*, obteniéndose un valor del mismo de 1768.

A continuación, se ha obtenido el correspondiente *número de Nusselt*, que para esta correlación se define como:

$$\overline{Nu_D} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (\text{B.36})$$

Para calcularlo, es necesario conseguir los valores de C y m , los cuales se muestran en tabla 7.2 (Incrocera & DeWitt, 1999), adjunta a la correlación en cuestión para diferentes valores del *número de Reynolds*. Para este caso, $C=0,683$ y $m=0,466$. El *número de Nusselt* obtenido entonces es de 19,8.

Por último, se ha calculado el coeficiente de convección externa mediante la ecuación B.9, que relaciona el *número de Nusselt*, la conductividad térmica del material del tubo (aluminio) y la longitud característica del mismo, (D_e). De este modo, el coeficiente convectivo externo, h_o , obtenido es 29 W/m²K.

Caso 2: Correlación de Zhukauskas

En este caso, las propiedades serán tenidas en cuenta a temperatura ambiente (25°C) menos el parámetro Pr_S , necesario para el posterior cálculo del número de Nusselt, que será obtenido a la temperatura en la superficie exterior del tubo, T_S .

En primer lugar se ha calculado el número de Reynolds mediante la ecuación B.32, resultando éste 2238.

Para el cálculo del *número de Nusselt* mediante la correlación de Zhukauskas también es necesario obtener valores de nuevas constantes a través de la tabla 7.4 (Incropera & DeWitt, 1999), con el *número de Reynolds* recién obtenido. En este caso, $C=0,26$, $m=0,6$ y $n=0,37$. Con todo ello, el *número de Nusselt* se define como:

$$\overline{Nu_D} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (\text{B.37})$$

De esta manera, se consigue un valor de 23,46.

Nuevamente, el último paso ha sido la obtención del coeficiente de convección externa, h_o , gracias a la ecuación B.9, resultando éste 30,61 W/m²K.

Es evidente, pues, la estrecha similitud que existe entre los dos coeficientes calculados anteriormente, lo cual asegura en gran medida la correcta ejecución de los cálculos. Finalmente, se ha optado por elegir como coeficiente convectivo externo el obtenido mediante la correlación de Zhukauskas al considerarse ésta más rigurosa, tomándose por tanto h_o como 30,61 W/m²K para los cálculos posteriores.

Habiendo obtenido de nuevo el coeficiente convectivo externo y teniendo ya elegido el interno, el siguiente paso es, como se ha hecho para el primer escenario, el diseño de las aletas. Para este segundo caso con convección forzada externa, dado que solamente se quiere probar el efecto de un flujo de aire sobre el mismo tubo, se han mantenido los parámetros de diseño del caso anterior, tales como la anchura de la aleta, t , la distancia entre aletas, d , y la longitud de la aleta, L' . Esto significa que: $d=0,004$ m/m de tubo, $t=0,002$ m/m de tubo, $L'=0,015$ m/m de tubo.

Así, mediante la ecuación B.21 se ha calculado el único dato necesario para la obtención a través de la figura B.1 del rendimiento individual de una aleta, η_i , resultando éste aproximadamente 93% (0,93). Solamente se ha necesitado hallar uno de los ratios debido a que los principales parámetros de diseño han permanecido constantes, manteniéndose así los demás ratios también constantes.

El último paso en el diseño de las aletas ha sido nuevamente el cálculo del rendimiento global de las mismas, η , mediante la ecuación B.26, ya que los demás ratios correspondían a los mismos valores del caso anterior. Se ha obtenido un valor final de 93,45% (0,9345).

Siguiendo la metodología del escenario 1, se ha calculado el correspondiente *coeficiente global de transferencia de calor*, U , a través de la ecuación B.27. En este supuesto, se han empleado de nuevo todos los criterios de simplificación utilizados en el caso anterior, por lo que solamente han influido los coeficientes de convección, tanto interno como externo, para la obtención de dicho coeficiente global, U , el cual ha resultado en un valor de 25,2 W/m²K.

La *diferencia de temperaturas media logarítmica*, ΔT_{ml} , no ha sido necesaria de calcular de nuevo, debido a que se han supuesto las mismas temperaturas tanto de

entrada como de salida en ambos fluidos. Por tanto, se ha tenido en cuenta dicho parámetro con un valor de $82,27^{\circ}\text{C}$.

Habiéndose calculado el *coeficiente global de transferencia de calor*, U , y teniéndose en cuenta los valores de la *diferencia de temperaturas media logarítmica*, ΔT_{ml} , y el *área total de intercambio de calor*, A_{tot} , se ha procedido a calcular el calor que el tubo aleteado puede evacuar por cada metro del mismo mediante la ecuación B.31, obteniéndose un valor de 1204 W/m de tubo. Se ha mantenido además la aproximación de condiciones de contraflujo.

El segundo problema, concerniente a la refrigeración de aceite mediante un tubo aleteado y el acople de un ventilador, se ha dado por finalizado con la obtención de la longitud de tubo necesaria para la adecuada refrigeración del mismo. En un procedimiento similar al del escenario anterior, se ha dividido el calor necesario de evacuar para reducir la temperatura del aceite lubricante en la salida del tubo hasta la estipulada en los cálculos, entre el calor que nos permite disipar el tubo aleteado diseñado por cada metro de dicho conducto. Así pues, la longitud de tubo necesaria es aproximadamente de 0,105 metros; sin embargo, al tener en cuenta los probables errores decimales provocados por las aproximaciones y simplificaciones durante el desarrollo del problema, se ha decidido establecer una longitud de tubo de 0,13 metros como respuesta final al segundo caso planteado. Queda demostrado, pues, que mediante el cambio de un enfriamiento por convección natural a otro por convección forzada externa pueden surgir diferencias significativas relativas al diseño del circuito y sus componentes.



Figura B.3

ANEXO C

**CIRCUITO CERRADO DE AGUA
CON RADIADOR-VENTILADOR**

Como propuesta adicional para la mejora de la instalación se ha estudiado la posibilidad de introducir un circuito cerrado de agua que pueda refrigerar el aceite lubricante antes de su impulsión desde el depósito hacia la turbina de gas. Esto se debe a que, aunque el diseño y acoplamiento de un tubo aleteado a la salida de la turbina sirva para disipar algo de calor del aceite antes de su vuelta al depósito, dicho tubo por sí solo no puede evitar que éste llegue al depósito a una temperatura elevada, lo cual implica el aumento progresivo de la temperatura del aceite en su funcionamiento.

Se ha optado por el diseño de un circuito alternativo cerrado de agua debido a que la bomba impulsora de aceite lubricante cuenta además con un intercambiador de calor acoplado a ésta. Así, se puede emplear dicho componente como la base sobre la que se sustentarán los cálculos. El sistema alternativo contará además con la ayuda de una bomba recirculadora de caudal que va a servir para impulsar el agua a través de todo el circuito (figura C.1). También será necesario dotar al circuito de un sistema de refrigeración de agua, el cual estará formado por un radiador, que ya se encuentra disponible en el laboratorio de motores, y un ventilador que será acoplado a éste para garantizar una considerable evacuación de calor del agua (convección forzada externa para mejorar la eficiencia de la convección natural que ofrece el radiador por sí solo).

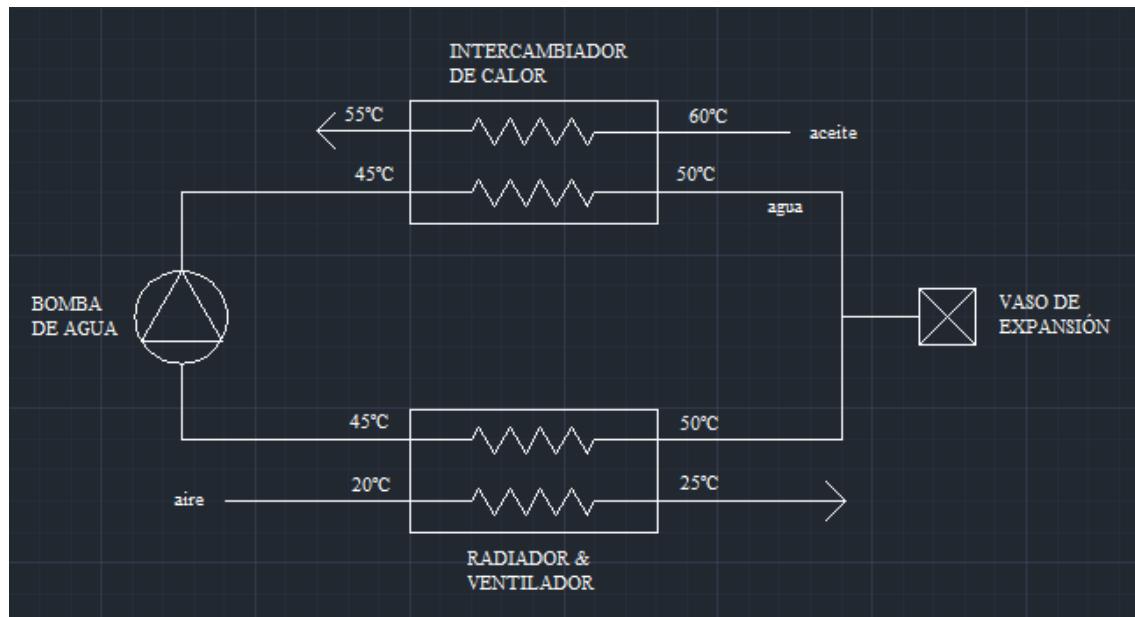


Figura C.1

Primeramente, se ha elegido el diámetro del tubo que va a comunicar todos los componentes del circuito cerrado de agua. Se ha tomado como base el de las boquillas del intercambiador de calor acoplado a la bomba de impulsión del aceite lubricante. Dicho diámetro es de 16 mm, por lo que todos los componentes que formarán parte del sistema tendrán que adaptarse en sus entradas y salidas a un tubo de 16 milímetros, en caso de que sus boquillas no sean compatibles. El material para fabricar los conductos

necesarios se ha elegido a través de la empresa Cautex, escogiendo finalmente goma sola (conforme norma DIN 73379 tipo C), el cual está constituido por caucho sintético. Dicho material es apto para transportar gasolina, diésel, lubricantes, carburantes, así como emulsiones de agua y aceite. Además, permite trabajar a presiones bajas y soporta elevadas temperaturas, llegando incluso a 110°C. Pese a la posibilidad de haber elegido metales como aluminio o cobre, se ha optado finalmente por el caucho dadas su versatilidad y facilidad de montaje, sin necesidad de emplear máquina compleja alguna para operaciones tales como doblado de tubos según la disposición de los componentes en el circuito. Puede incluso permitir un cambio en la localización de dichos componentes sin necesidad de desechar los conductos gracias a sus propiedades elásticas, algo que no podría suceder en caso de que los tubos estuvieran fabricados de algún metal.

Los cálculos han comenzado mediante la estimación de la temperatura del aceite a partir de la cual entrará en funcionamiento el circuito refrigerante de agua en cuestión. Esto es, la temperatura del aceite en el depósito, justo antes de su entrada al intercambiador de calor. También se ha supuesto la temperatura que se desea tenga el aceite después de su paso por dicho intercambiador. Dado que se trata de temperaturas en régimen de funcionamiento, se ha tomado como la de entrada al intercambiador 60°C, eligiendo la de salida como 55°C. Asimismo, se han establecido las temperaturas de entrada y salida del agua en el intercambiador de calor como 45°C y 50°C, respectivamente. La diferencia de temperaturas estimada para el agua refrigerante se ha basado en valores típicos que se suelen dar en intercambiadores de calor del tipo radiador en la práctica, oscilando dicho salto de temperaturas entre 5-8°C (Muñoz Rodríguez, Moreno Gómez, & Morea Roy, 1999). Esto se debe a que la diferencia de temperaturas utilizada posteriormente en el radiador tiene que ser la misma que la empleada en el intercambiador para garantizar el equilibrio térmico del sistema, ya que de esta manera el agua absorberá una cierta cantidad de calor proveniente del aceite que luego evacuará en su totalidad en el radiador.

El caudal de aceite lubricante impulsado a través del intercambiador viene indicado en la placa de características de la bomba acoplada a éste, resultando 10 l/s. Habiéndose tenido en cuenta una densidad del aceite en torno a 850 kg/m³, o lo que es igual, 0,85 kg/l, se ha obtenido un caudal másico del mismo de 0,142 kg/s. De esta manera y mediante la ecuación B.4 se ha calculado el flujo de calor a ser extraído del aceite en el intercambiador por el agua refrigerante, siendo éste 1,434 kW. Para llegar a este resultado, se ha tomado un calor específico del aceite, C_p , de 2,02 kJ/kgK.

Una vez se ha obtenido el calor que se desea extraer durante el intercambio de calor, ha sido necesario calcular el caudal de agua a proporcionar para poder llevar a cabo dicho propósito. Habiéndose estimado anteriormente las temperaturas de entrada y salida del agua, y tomando un valor de 4,185 kJ/kgK como su C_p , se ha utilizado de nuevo la ecuación B.4 para el cálculo del flujo másico de agua que circulará a través del circuito cerrado que se quiere diseñar. Dicho flujo másico resulta 0,06854 kg/s, o lo que es lo mismo, unos 0,2467 m³/h.

Para cubrir las necesidades de caudal de agua, y puesto que no se dispone de bomba alguna que dé las prestaciones requeridas en el taller de motores, se ha optado por buscar en catálogos de empresas y fabricantes del sector algún modelo que se adapte a las condiciones del circuito calculadas anteriormente. Se ha buscado una bomba recirculadora de agua, ya que es evitable la transmisión de excesiva presión al fluido en su impulsión a través del circuito, que proporcione un caudal aproximado al obtenido en los cálculos. Por ello, se ha centrado la búsqueda en bombas de agua destinadas al uso doméstico o sanitario, principalmente. Además, se ha tratado de conseguir un tamaño lo más reducido posible. Con todo ello, se ha encontrado un modelo que puede encajar en el sistema a diseñar (figura C.2). Se trata de una bomba recirculadora de caudal de la marca Wilo, modelo Star-Z NOVA A, con un precio de 240€/unidad.

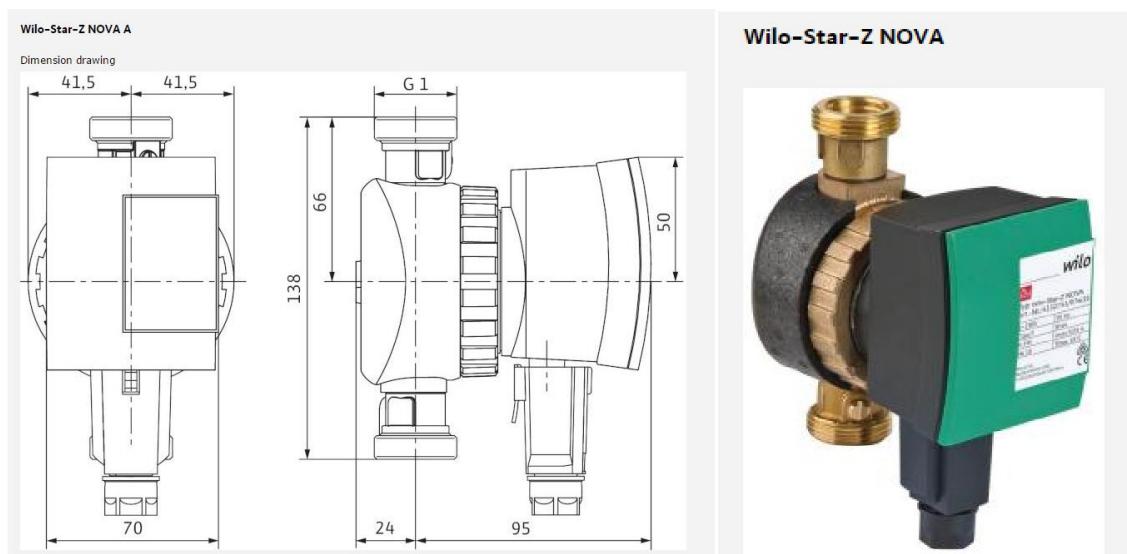


Figura C.2

Con respecto a la refrigeración del agua del circuito alternativo y como ya se ha explicado anteriormente, se ha optado por utilizar un sistema similar al de un radiador de automóvil. De este modo, la idea es emplear un radiador y acoplar a éste un ventilador externo, tratando de que el tamaño de ambos sea lo más reducido posible debido a las restricciones de espacio con las que ha de contarse. En lo relativo al radiador, se dispone actualmente de uno de dimensiones reducidas en el laboratorio de motores, perteneciente a la marca Valeo. Habiendo contactado con dicho fabricante para disponer de información detallada del modelo en cuestión, se ha conseguido finalmente un esquema con sus características técnicas (figura C.3), siendo la figura C.4 una imagen del componente real localizado en el taller de motores. Respecto al ventilador, por el contrario, será necesaria de nuevo su búsqueda a través de catálogos de diferentes fabricantes o distribuidores.

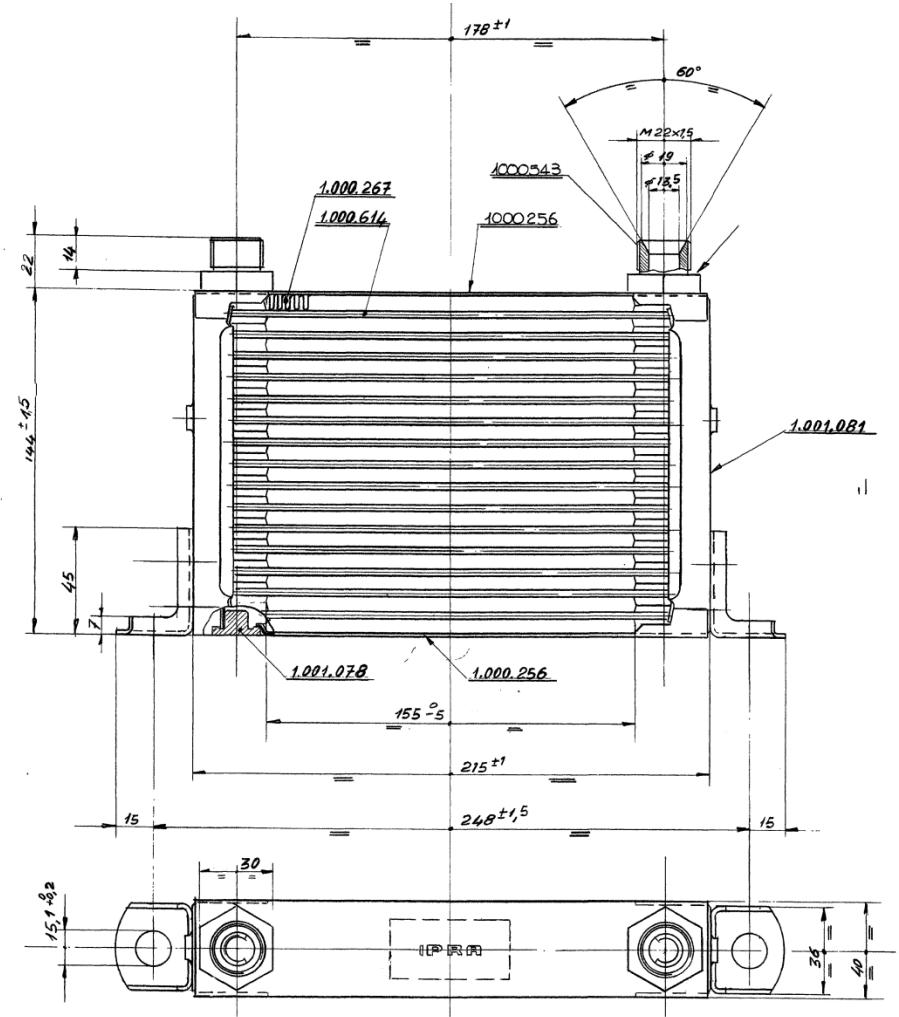


Figura C.3



Figura C.4

Para poder comenzar con la búsqueda de ventiladores, ha sido necesario calcular primero el caudal de aire que ha de ser impulsado hacia el radiador para enfriar el agua desde los 50°C a los que sale del intercambiador de calor hasta los 45°C a los que entra de nuevo en él. Esto es, calcular el caudal de aire requerido para evacuar el calor absorbido por el agua en el intercambiador y mantener así el sistema en equilibrio. Para estimar la diferencia de temperaturas que sufre el aire, se ha tomado nuevamente como referencia el intervalo del salto típico que suele ocurrir en la práctica en un radiador, el cual se encuentra entre los valores 3-5°C (Muñoz Rodríguez, Moreno Gómez, & Morea Roy, 1999). Se han establecido, pues, las temperaturas inicial y final del aire antes y después del paso de éste por el radiador, siendo las mismas 20°C y 25°C respectivamente. Mediante la ecuación B.4 de nuevo, y tomando 1,008 kJ/kgK como C_p , se ha establecido que el flujo de aire requerido por el sistema sea de 0,2846 kg/s, o lo que es lo mismo, 853,8 m³/h (tomando como densidad del aire 1,2 kg/m³).

A la hora de acometer la búsqueda de un ventilador a través de catálogos de diferentes empresas y fabricantes se ha tenido que afrontar un problema relativo a las dimensiones del ventilador, debido a que el caudal de aire requerido teóricamente es alto y las dimensiones del radiador disponible en el taller son reducidas. Por ello, no se han encontrado en el mercado ventiladores de dimensiones tan reducidas y que a su vez puedan proporcionar un flujo de aire tan alto como el obtenido en los cálculos teóricos, habiendo optado por elegir un modelo que sí cumpla con las prestaciones necesarias pero siendo éste ligeramente más grande que el radiador a refrigerar. Como medida o solución futura, una vez estén disponibles los componentes para ser anclados en el sistema, se ha propuesto la fabricación de tolvas que puedan aglutinar y redirigir todo el flujo de aire proporcionado por el ventilador hacia el radiador, aunque como se ha mencionado anteriormente la diferencia de tamaños entre ambos no sea sustancial. El ventilador elegido, finalmente, se trata de un modelo HCD-25-4M del fabricante Sodeca con un PVP de 115,40€/unidad (figura C.5).

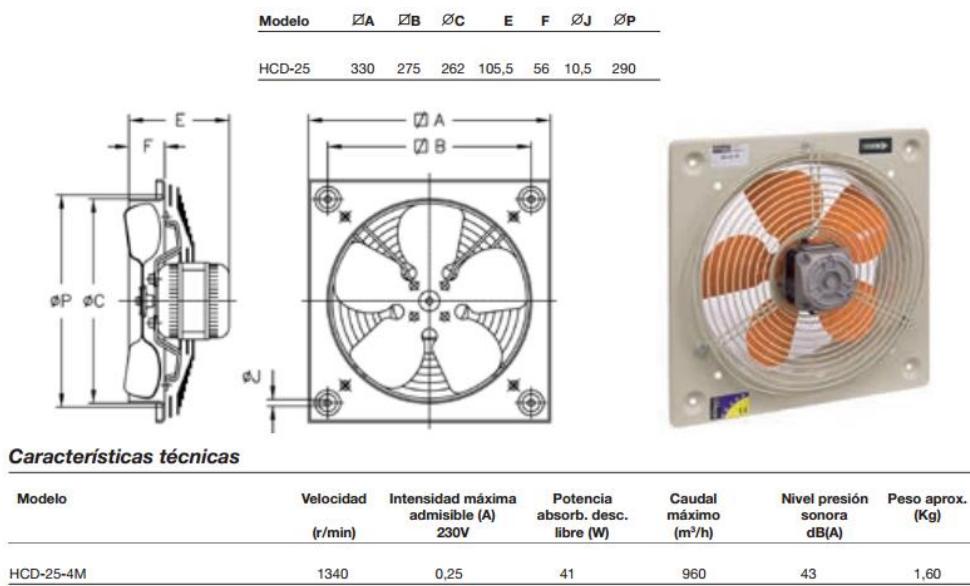


Figura C.5

Como último componente del circuito se ha optado por introducir un vaso de expansión que permita almacenar parte del agua del sistema en caso de producirse un aumento de su volumen (debido al calentamiento de la misma) y pueda luego devolverla cuando ésta se enfrié. Aunque el circuito a diseñar sea de dimensiones reducidas y el caudal de agua no sea significativo, se ha creído conveniente el empleo de un depósito de expansión como medida preventiva. Para desempeñar la función de depósito, se ha creído conveniente el reciclado de algún envase que se encuentre en desuso, dado el reducido tamaño del circuito antes mencionado y la poca importancia que va a adquirir en dicho circuito. Además, se ha de tener en cuenta el material del envase, ya que debe soportar temperaturas relativamente altas, siendo también muy deseable que éste posea un orificio con tapón en la parte superior el cual debería abrirse en caso de sobrepresión en el sistema. Los únicos detalles a tener en cuenta son: primero, se debe perforar la tapa inferior del envase para poder conectar ésta con la tubería proveniente del circuito; y segundo, dependiendo de la opacidad del material, se habrá de instalar un medidor de nivel de agua externamente al vaso. Dicho medidor constaría únicamente de un tubo transparente que sería insertado en el lateral del envase, tras ser éste nuevamente perforado. Por último, se ha elegido colocar el depósito de expansión en una zona más elevada que el resto de componentes del circuito, como es habitual en estos casos, siendo anclado a una barra metálica horizontal en la parte superior del banco de ensayos.

Para hacer una estimación acerca del tamaño del envase que debe ser utilizado, se han empleado los croquis de la instalación dibujados en AutoCAD en los que se muestra de manera hipotética la distribución de los componentes que forman el circuito de agua de refrigeración. En él se incluyen todos los conductos que comunican dichos componentes, por lo que se ha calculado de manera aproximada la longitud de todos los tubos que formarán parte del sistema (158,6 cm) y al conocer su diámetro (1,6 cm) se ha obtenido el volumen total de agua que va a discurrir por el circuito, el cual es 0,33 litros aproximadamente. Habiendo considerado las condiciones de funcionamiento del circuito, se ha obtenido el coeficiente de dilatación térmica del agua, β , mediante la tabla A.6 (Incropora & DeWitt, 1999) con un valor de 0,0006242 K⁻¹. Así, se ha tenido en cuenta la fórmula para el cálculo de dicho coeficiente en función de los volúmenes inicial y final del líquido, viéndose ésta expresada de la siguiente manera (Sánchez Nieto, 2007):

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \quad C.1$$

Si el objetivo es hallar el volumen final del fluido una vez éste se ha expandido de manera volumétrica, puede utilizarse la expresión desarrollada de la anterior, la cual puede escribirse como:

$$v_f = v_i(1 + \beta \Delta T) \quad C.2$$

De este modo, considerando como volumen inicial 0,33 litros y 5°C como la diferencia de temperaturas que sufre el agua, se ha obtenido el volumen del líquido después de su expansión cúbica, resultando un valor de 0,331 litros. Así pues, se comprueba la poca importancia práctica del depósito de expansión en el circuito, pudiendo emplear para esta función eficazmente envases del tamaño de una lata de refresco por ejemplo.

Para finalizar con el diseño del circuito cerrado de refrigeración el último paso es la adaptación de todos los componentes del sistema al diámetro establecido para los conductos del circuito, es decir, la adecuación de las boquillas que no encajen con dicho diámetro. Por ello, como se puede comprobar en las diferentes hojas de características de los distintos componentes, se ha necesitado de adaptadores, reductores y otros accesorios para poder acoplar todos los componentes seleccionados a las tuberías del circuito. En el caso de la bomba de agua, según las especificaciones, ésta posee boquillas de rosca gas 1'' macho, por lo que hay que encontrar un adaptador que nos permita finalmente alcanzar el diámetro de tubo deseado de 16 mm. No ha sido posible obtener un adaptador directo, pero se ha encontrado la solución a través de dos adaptadores diferentes. El primero de ellos se trata de un reductor hembra-hembra 1''-1/2'', del distribuidor Acinesgon (6,37€/unidad). Teniendo en cuenta esta rosca, se ha encontrado un adaptador macho-espiga 1/2''-16 mm a través de la empresa Hidrar, por valor de 3,5€/unidad. Así, se ha conseguido la adaptación de cada una de las dos boquillas a los conductos a través de los cuales circulará el agua por todo el circuito.

El radiador dispone en ambas boquillas de una rosca métrica M22x1,5 mm, contando ésta con un ángulo interior de 60°. A través del distribuidor Dicsa, se ha conseguido un adaptador que mediante el cual se pueda realizar la comunicación directa del radiador con el circuito, tratándose de una hembra métrica giratoria M22x1,5 con cono de 60° de precio 2,78€/unidad.

Por último, para el caso del vaso de expansión, se ha creído conveniente el acoplamiento de un *racor en T* a la tubería que permita comunicar a éste, en caso de ser necesario, con el resto del circuito. El componente elegido ha sido una T de latón, obtenida mediante el catálogo de la distribuidora Thisa (3,66€/unidad), el cual posee sus tres boquillas terminadas en forma de espiga, con un diámetro en cada una de ellas de 16 mm. Este tipo de accesorios están fabricados para su uso en fontanería, calefacción, o alguna aplicación que requiera la unión de tubo PEX. Por tanto, se considera que debido a las propiedades elásticas del caucho de las tuberías, la pieza puede acoplarse al circuito adecuadamente, amoldándose perfectamente al sistema.

ANEXO D

SOFTWARE

D.1 EES

EES (*Engineering Equation Solver*) es un programa genérico de resolución de ecuaciones. Puede ser utilizado para resolver ecuaciones lineales, diferenciales o integrales, realizar regresiones lineales y no lineales, convertir unidades, etc. Asimismo, resulta muy útil para resolver problemas relacionados con la termodinámica y transferencia de calor, ya que contiene una extensa base de datos que incluye propiedades termofísicas de cientos de sustancias, las cuales pueden ser utilizadas en el proceso de resolución de dichos problemas (Restrepo, Fernández, & Grajales, 2007).

No es necesario tener un dominio absoluto del software para poder hacer cualquier tipo de cálculo, ya que el sistema de escritura de códigos es sencillo, similar al que se acostumbra a utilizar en la escritura a mano. Se definen las distintas variables y constantes, y se pueden añadir títulos, comentarios y notas que puedan facilitar el seguimiento del código (en color azul en la figura D.1).

En el trabajo presentado EES ha jugado un papel fundamental, debido a que el caso se ha basado en el planteamiento de problemas analíticos que requieren de un método iterativo para llegar a la solución deseada. Además, dada su rápida velocidad computacional, la resolución de todas las ecuaciones planteadas resulta prácticamente inmediata, lo cual implica un alto ahorro en tiempo.

The screenshot shows the EES software interface. The menu bar includes File, Edit, Search, Options, Calculate, Tables, Plots, Windows, Help, and Examples. Below the menu is a toolbar with various icons for file operations, calculations, and plots. The main workspace contains the following text:

```
"CÁLCULO COEFICIENTE CONVECCIÓN INTERNA"
"2 métodos, calculamos el coeficiente mediante correlaciones para conductos tubulares, y también para placa plana vertical debido a que el tubo no está lleno
aproximando su forma a la de una pared vertical."
"PRIMERA APROXIMACIÓN: TUBO"
"Cálculo de Alfa_i para convección forzada, flujo interno mediante correlaciones (estimamos una temperatura media)"
D_exterior=0,02 [m]
P_ext=0,01 [m]
D_interior=0,018 [m]
P_int=0,009 [m]
T_media=110 [°C]
"A una temperatura de 383 [K] obtenemos de las tablas"
mu_aceite=0,013 [N*s/m^2]
Pr_aceite=225
Landa_f=0,136 [W/m*K]
"Calculamos número de Reynolds"
Re_D=((4*m_aceite)/(pi*D_interior*mu_aceite))
"El número de Reynolds obtenido es inferior a 2300 por lo que nos encontramos en régimen laminar. Calculamos las longitudes térmica e hidrodinámica"
X_fdt=0,05*D_interior*Re_D*Pr_aceite
X_fdh=0,05*D_interior*Re_D
"Suponiendo que nuestro tubo vale 0,25 metros de largo, vamos a calcular el desarrollo térmico, puesto que la caída límite hidrodinámica actúa en
```

FiguraD.1

D.2 SOLID EDGE

Solid Edge es un programa CAD (*Computer-Aided Design*), en español *Diseño Asistido por Ordenador*. El paquete y su conjunto de herramientas de software son asequibles y fáciles de usar, pudiendo abordar todos los aspectos del proceso de desarrollo del producto: diseño en 3D, simulación, fabricación, gestión del diseño, etc. Pertenece a la nueva generación de programas CAD 3D, los cuales permiten una mayor versatilidad y ofrecen amplias ventajas a todos los niveles de trabajo en comparación con los paquetes de CAD 2D. El programa ofrece la posibilidad de modelar piezas de distintos materiales, doblado de chapas, soldaduras, etc.

Para el caso en cuestión, no se ha necesitado explotar al máximo las posibilidades que ofrece el programa, puesto que se ha empleado únicamente para el diseño y modelado del tubo aleteado. En la tarea de modelado se ha hecho uso de la herramienta “extrusión” para obtener el tubo liso y posteriormente una de las aletas insertadas a éste, utilizando después el comando “patrón” para ver cómo se muestran el resto de aletas con el mismo grosor y distancia de separación entre ellas (figura D.2).

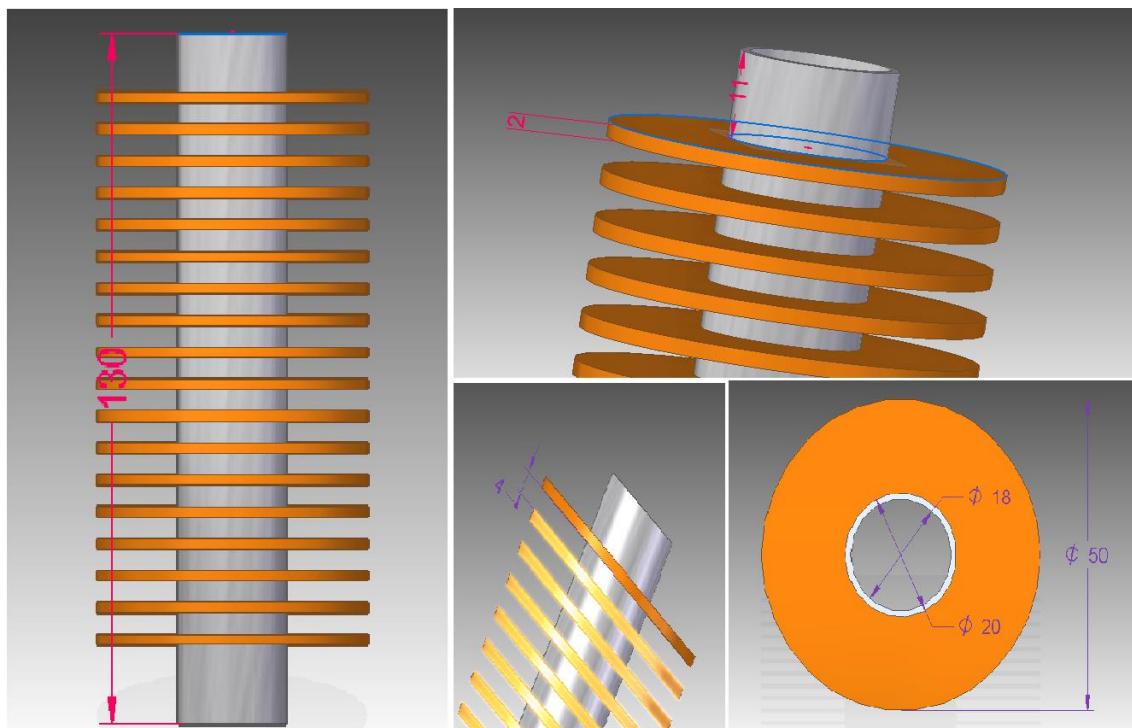


Figura D.2

D.3 AUTOCAD

AutoCAD es un completo software CAD desarrollado y comercializado por la empresa Autodesk. Se podría definir como el programa bandera de la industria CAD, ya que se trata de un software ampliamente reconocido a nivel internacional debido a sus enormes capacidades de edición, siendo uno de los programas más utilizados por ingenieros, arquitectos, diseñadores industriales, etc. El paquete permite el diseño de objetos, planos de edificios, y casi todo lo que requiera precisión tanto 2D como 3D.

Aunque resulta complejo para principiantes, ofrece interesantes herramientas para su uso a nivel básico, como la posibilidad de acceder a comandos a través de la solicitud de comando, es decir, por medio de la escritura.

En el proyecto que se ha tratado, AutoCAD ha sido empleado a la hora de realizar un esquema o boceto de la planta y alzado de la instalación de turbina de gas (figura D.3) disponible en el taller, habiendo incorporado al mencionado esquema el hipotético circuito alternativo de agua con todos los componentes que lo forman, mostrando además su disposición en el espacio.

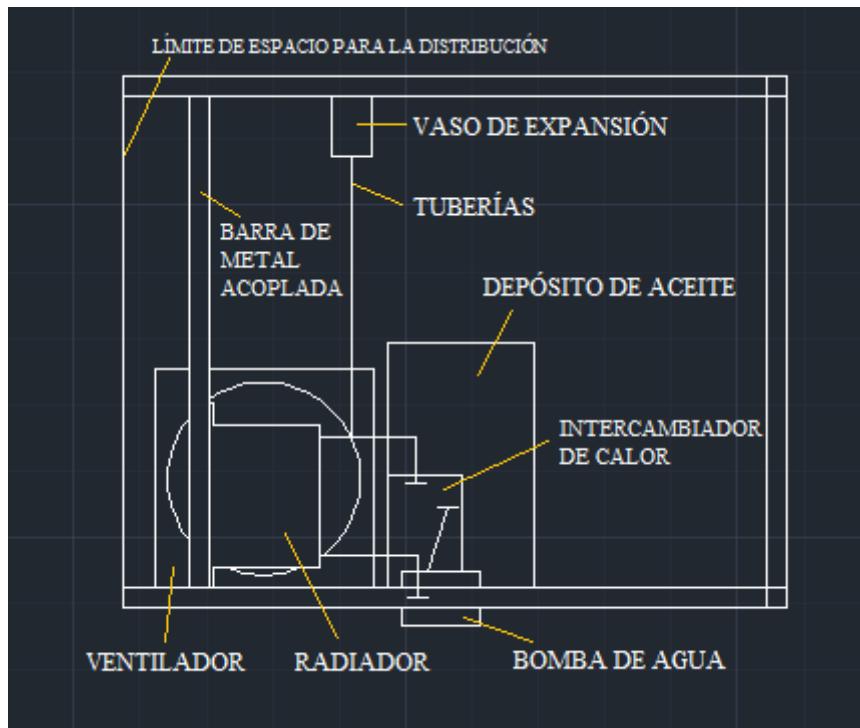


Figura D.3