



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Politécnica Superior de Alcoy

Propuesta de un sistema de refrigeración para el módulo
electrónico de una moto eléctrica de competición

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Millet Escrivá, Pablo

Tutor/a: Micó Reche, Carlos

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022

RESUMEN

Este proyecto, consiste en el desarrollo de una propuesta para un sistema de refrigeración de los componentes electrónicos pertenecientes a la moto del equipo EPSA MOTO-E, que se va a usar para la competición de MotoStudent en 2023. Con ello se pretende dar solución a los problemas que se tuvieron la edición pasada de la competición, provocados por las altas temperaturas que alcanzaban algunos elementos. El BMS entre ellos, debido a un mal aprovechamiento del flujo del aire.

Para la realización de este proyecto se usará como referencia la normativa de la competición y se calcularán las cargas térmicas a evacuar con el sistema de refrigeración. A partir de aquí, se realizará un diseño y dimensionado del intercambiador de calor que incluirá la geometría para obtener una transferencia de calor óptima y la selección de los materiales más adecuados. La propuesta se validará mediante cálculos de transferencia térmica. Finalmente, se definirá el proceso de fabricación más adecuado y se elaborará el presupuesto correspondiente, todo ello buscando la mejor viabilidad económica.

Palabras clave: SEVCON, controlador, toberas, conductos, sistema de refrigeración, competición, motocicleta, transmisión de calor.

RESUM

Aquest projecte, consisteix en el desenvolupament d'una proposta per a un sistema de refrigeració dels components electrònics pertencents a la moto de l'equip EPSA MOTO-E, la qual s'utilitzarà per a la competició de MotoStudent en 2023. Amb açò es preten donar solució als problemes que varen sorgir l'edició passada de la competició, provocades per les altes temperatures a les que arribaven alguns components. El BMS entre ells, degut a un mal aprofitament del fluxe d'aire.

Per a la realització d'aquest projecte s'utilitzarà com a referència la normativa de la competició i es calcularan les càrregues tèrmiques a evacuar amb el sistema de refrigeració. A partir d'ací, es realitzarà un disseny i un dimensionat del intercanviador de calor, que inclourà la geometria per a obtindre una transferència de calor òptima i la selecció dels materials més adequats. La proposta es validarà mitjançant càlculs de transferència tèrmica. Finalment, es definirà el procés de fabricació més adequat y s'elaborarà el presupost corresponent, tot açò buscant la millor viabilitat econòmica.

Paraules clau: SEVCON, controlador, toberes, conductes, sistema de refrigeració, competició, motocicleta, transmissió de calor.

ABSTRACT

This project, is focused on a refrigeration system development for a motorbike electric component, which belongs to the team EPSA MOTO-E. This is going to use on the Motostudent 2023 competition. With this project the team is looking for solve the problems the motorbike had the last competition, which were caused by the elevate temperatures that some elements reached. The BMS was one of them, this was because of the bad use of flow.

To carry out this project, the competition regulation will be used as a reference and the thermal loads to be evacuated with the cooling system will be calculated. Then, a design and dimensioning of the heatsink will be done which will include the geometry to obtain optimal heat transfer and the selection of the most suitable materials. The proposal will be validated through heat transfer calculations. Finally, the most appropriate manufacturing process will be defined, and the corresponding budget will be drawn up, always searching the best economic viability.

Keywords: SEVCON, controller, nozzle, conduit, refrigeration system, competition, motorbike, heat transfer.

AGRADECIMIENTOS

Todo este largo proceso no lo podría haber superado solo. Por ello me gustaría agradecer en primer lugar a mi tutor Carlos Micó por todo el apoyo prestado desde el inicio de este proyecto y por a ver despertado en mí el gusto por la termodinámica. Por otro lado, agradecer a mis padres el valor que me dieron en los primeros meses del grado para que no abandonara. Además, me gustaría dar las gracias a todos aquellos compañeros que durante la carrera me han hecho vivir tan bonitos momentos y sin los cuales esto hubiera sido mucho más pesado. Finalmente quiero destacar a mi pareja, Elena, mi mayor apoyo durante toda la pandemia y durante este proyecto, sin ella todo esto no hubiera sido posible.

ORDEN DE DOCUMENTOS

1. MEMORIA
2. PLANOS
3. ANEJO I: RESULTADOS SIMULACIONES PREVIAS

MEMORIA

INDICE

MEMORIA	1
INDICE	1
1. INTRODUCCIÓN	7
1.1. ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	7
1.2. OBJETIVOS	8
1.3. NORMATIVA DE LA COMPETICIÓN	8
2. MARCO TEORÍCO	10
2.1. INTRODUCCIÓN	10
2.2. CONCEPTOS BÁSICOS DE LA TRANSMISIÓN DEL CALOR	10
2.3. FENÓMENO DE LA CONVECCIÓN	13
2.3.1. Concepto de la capa límite	13
2.4. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA ..	14
2.5. ANALOGÍA ELÉCTRICA PARA LA RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	16
2.6. OPTIMIZACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR	18
2.6.1. Fenómeno tobera/difusor.....	18
2.6.2. Superficies adicionales	23
2.6.3. Efectividad de la temperatura superficial total.....	28
3. CÁLCULOS.....	30
3.1. DATOS DE PARTIDA	30
3.2. DIMENSIONES	30
3.3. DATOS EXPERIMENTALES	31
3.4. CÁLCULO DEL NÚMERO DE MACH	34
3.5. CÁLCULOS DE LA SECCIÓN DE TOBERA	35
3.6. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA	36
3.6.1. Cálculo del número de Prandtl y Reynolds.....	36
3.6.2. Cálculo del número de Nusselt y coeficiente de película.....	37
3.7. CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR CON DISIPADOR.....	37
3.7.1. Cálculo de la efectividad para aletas simplificadas	37
3.7.2. Cálculo de la relación de áreas.....	38
3.7.3. Cálculo del rendimiento	38
3.7.4. Cálculo transferencia de calor por unidad de área	38
4. DISEÑO	39
4.1. DISEÑO DE LAS TOBERAS	39
4.1.1. Simulación	41

4.1.2. Mallado	41
4.1.3. Set up	42
4.1.4. Resultados del análisis	43
4.1.5. Diseño final	47
4.1.6. Simulación del diseño final.	48
4.2. DISEÑO DEL DISIPADOR	50
4.2.1. Simulación del disipador	51
4.2.2. Mallado	51
4.2.3. Set up	53
4.2.4. Resultados	53
5. SELECCIÓN DEL MATERIAL Y DE SU PROCESO DE FABRICACIÓN	55
5.1. TOBERAS	55
5.1.1. Proceso de fabricación	55
5.1.2. Selección del material	57
5.1.3. Conclusión.....	60
5.2. DISIPADOR	60
5.2.1. Material	60
5.2.2. Proceso de fabricación	61
6. PRESUPUESTO	62
7. CONCLUSIONES	64
8. BIBLIOGRAFÍA	65

ABREVIATURAS

q	energía por unidad de tiempo
x	espesor
k	conductividad térmica
h	coeficiente de transmisión
σ	constante física universal
ε	emisividad
\dot{m}	gasto másico
E	energía
c	velocidad
a	velocidad del sonido
ep	energía potencial
ec	energía cinética
W	trabajo
Cp	capacidad calorífica específica
R	constante de los gases ideales
t_{∞}	temperatura ambiente
ku	efectividad para aletas simplificadas
Af	superficie expuesta de las aletas
At	superficie total expuesta
tb	temperatura base de la aleta
T	espesor aleta
L	longitud aleta
S	distancia entre centros aletas

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. LOGOTIPO DE LA COMPETICIÓN MOTOSTUDENT [NORMATIVA: 1].....	7
FIGURA 2. ANCHURA MÁXIMA QUE DEBE PRESENTAR EL CARENADO [NORMATIVA: 1].....	9
FIGURA 3. FLUJO DE LA CAPA LÍMITE A LO DE UNA SUPERFICIE PLANA. CAPA LÍMITE DE VELOCIDAD [PÁGINAS WEB: 1]	13
FIGURA 4. FLUJO DE LA CAPA LÍMITE A LO LARGO DE UNA SUPERFICIE PLANA. CAPA LÍMITE [PÁGINAS WEBS:1]	14
FIGURA 5. ANALOGÍA ELÉCTRICA PARA PAREDES EN SERIE. [PÁGINAS WEB: 12]	16
FIGURA 6. REPRESENTACIÓN TOBERA Y DIFUSOR [PÁGINAS WEB: 2]	20
FIGURA 7. TIPOS DE ALETAS [PÁGINAS WEB: 15]	23
FIGURA 8. COMPORTAMIENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN SUPERFICIE PLANA. [PÁGINAS WEB: 15]	24
FIGURA 9. COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA EN UNA ALETA INFINITAMENTE LARGA. [PÁGINA WEB: 8]	25
FIGURA 10. EFECTO DE UNA ALETA EN EL ÁREA SUPERFICIAL. [PÁGINAS WEB: 14]	27
FIGURA 11. GRÁFICO EFICIENCIA ALETAS EN FUNCIÓN DE SU TIPOLOGÍA. [PÁGINAS WEB: 17].....	28
FIGURA 12. DISIPADOR DE VARIAS ALETAS.....	28
FIGURA 13. DIMENSIONES CARACTERÍSTICAS DE UN DISIPADOR. [PÁGINA WEB: 9]	29
FIGURA 14. VISTA FRONTAL; SECCIÓN DE ENTRADA.....	30
FIGURA 15. PLANO DEL SEVCON. [PÁGINAS WEB: 18].....	31
FIGURA 16. BANCO DE PRUEBAS UTILIZADO.....	31
FIGURA 17. RESULTADOS OBTENIDOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.....	33
FIGURA 18. RENDIMIENTO DEL SEVCON EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA. [PÁGINAS WEB: 18].....	34
FIGURA 19. PROPIEDADES TERMO FÍSICAS DE LA MATERIA	36
FIGURA 20. VISTA LATERAL DEL PRIMER DISEÑO	40
FIGURA 21. VISTA FRONTAL DEL PRIMER DISEÑO	40
FIGURA 22. VISTA TRASERA DEL PRIMER DISEÑO.....	40
FIGURA 23. MALLADO DEL PRIMER DISEÑO	41
FIGURA 24. DEFINICIÓN DE LAS SECCIONES. A) INLET. B) OUTLET.....	42
FIGURA 25. CONFIGURACIÓN DEL GASTO MÁSSICO EN LA ENTADA Y LA SALIDA	43
FIGURA 26. CONFIGURACIÓN D LA VELOCIDAD A LA ENTRADA Y LA PRESIÓN A LA SALIDA.....	43
FIGURA 27. SOLUCIÓN. VISUALIZACIÓN DE LA PRESIÓN A LO LARGO DEL VOLUMEN DE CONTROL	44
FIGURA 28. SOLUCIÓN. VISUALIZACIÓN VARIACIÓN PRESIÓN EN LAS SECCIONES DE SALIDA.....	44
FIGURA 29. SOLUCIÓN. VISUALIZACIÓN DE LA VARIACIÓN DE PRESIÓN EN EL VOLUMEN DE CONTROL (CONFIGURACIÓN IDEAL)	46
FIGURA 30. SOLUCIÓN. VISUALIZACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUJO DE AIRE A LA SECCIÓN DE SALIDA (CONFIGURACIÓN IDEAL)	46
FIGURA 31. SOLUCIÓN. COMPORTAMIENTO DEL FLUJO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD.....	46
FIGURA 32. SOLUCIÓN. GASTÓ MÁSSICO NEGATIVO ESTABLECIDO EN LA SALIDA.....	46
FIGURA 33. SOLUCIÓN. VARIACIÓN DE PRESIÓN A LO LARGO DEL CONDUCTO	46

FIGURA 34. SOLUCIÓN. VARIACIÓN DE PRESIÓN EN LAS SECCIONES DE SALIDA.	46
FIGURA 43. CONFIGURACIÓN VELOCIDAD EN LA SECCIÓN DE ENTRADA.	53
FIGURA 44. CONFIGURACIÓN PRESIÓN EN LA SECCIÓN DE SALIDA.	53
FIGURA 45. SOLUCIÓN. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA A LO LARGO DEL SISTEMA.....	53
FIGURA 46. SOLUCIÓN. COMPORTAMIENTO DEL FLUJO DE AIRE DENTRO DE LA CAJA	54
FIGURA 47. SOLUCIÓN. VARIACIÓN TEMPERATURA A LO LARGO DEL SISTEMA	54
FIGURA 48. IMPRESORA STRATASYS DIMENSION 1200ES	56
FIGURA 49. DISPOSICIÓN DE LOS CONDUCTOS EN ULTIMAKER CURA.....	58
FIGURA 50. TIEMPO Y CANTIDAD DE MATERIAL A UTILIZAR.....	58
FIGURA 51. REPRESENTACIÓN DE LA TEMPERATURA MÁXIMA EN SERVICIO EN FUNCIÓN DE LA DENSIDAD.....	60
FIGURA 52. REPRESENTACIÓN DEL PRECIO EN FUNCIÓN DE LA DENSIDAD.....	60
FIGURA 53. REPRESENTACIÓN DEL PUNTO DE FUSIÓN.....	61

INDICE DE TABLAS

TABLA 1. VALORES DEL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DEL CALOR POR CONVECCIÓN. [LIBRO: 2]	12
TABLA 2. CLASIFICACIÓN REGÍMENES SEGÚN NÚMERO DE MACH.....	19
TABLA 3. DIMENSIONES SECCIÓN ENTRADA CARETA.....	30
TABLA 4. CÁLCULOS DEL CP EN EXCEL.....	32
TABLA 5. CONDICIONES DADAS EN LA SECCIÓN DE ENTRADA	33
TABLA 6. CONDICIONES DE ENTRADA	35
TABLA 7. TEMPERATURA MEDIA ENTRE EL FLUJO DE SALIDA Y EL SEVCON	36
TABLA 8. RESULTADOS PONDERADOS DE LA TABLA SUPERIOR PARA LA T_m	37
TABLA 9. DIMENSIONES DE LAS ALETAS.....	38
TABLA 10. FICHA TÉCNICA DE LA IMPRESORA SELECCIONADA.....	56
TABLA 11. TABLA COMPARATIVA DE DENSIDADES Y LAS MÁXIMAS TEMPERATURAS EN SERVICIO DE LOS DIFERENTES MATERIALES	58
TABLA 12. REPRESENTACIÓN DE LOS MATERIALES CON MAYOR CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	61
TABLA 13. PRESUPUESTO.....	63

1. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

La necesidad de realizar este proyecto viene dada por la participación de la escuela en la competición bienal de MotoStudent. En la cual, varios equipos de estudiantes de todo el mundo deben diseñar y fabricar el prototipo de una motocicleta de competición. Todo esto, a partir de la normativa aportada por dicha entidad.



Figura 1. Logotipo de la competición Motostudent [Normativa: 1]

Este certamen, presenta dos categorías distintas de libre elección; por una parte, tenemos la MotoStudent Petrol, donde los prototipos montarán un motor de combustión interna equivalente a 250 cc y de 4 tiempos, por otra parte, aparece recientemente MotoStudent Electric, donde el prototipo será propulsado por un sistema 100% eléctrico.

El caso que se presenta en este proyecto es referente a la categoría de las motocicletas eléctricas, por lo que no cabe la menor duda de la importancia que supone una buena refrigeración de los módulos eléctricos que componen el prototipo. Pero esto, es algo que no se tuvo en cuenta la competición pasada de MotoStudent que tuvo lugar en 2021. Esta mala administración afectó de forma directa a la eficiencia de la moto. Esto causó, que los resultados en la competición no fueran los esperados, ya que impidió que el equipo se clasificara para la carrera.

Es por esta razón que este tema ha adquirido en el equipo una gran relevancia, especialmente en el "SEVCON". Para comprender la gran importancia que supone este dispositivo, se debe saber que dicho SEVCON actúa como un controlador, es decir, es el que se encarga de gestionar la energía que va desde las baterías al motor. Su importancia viene dada, debido a su función

como fusible, ya que tiene que aguantar la corriente máxima de la batería, es por ello por lo que sería el primer componente eléctrico que fallará en caso de que ocurriera una subida de tensión.

1.2. OBJETIVOS

Teniendo en cuenta todo lo anterior este proyecto se centrará en diseñar un sistema de refrigeración, de manera que se optimice el rendimiento del controlador durante el mayor tiempo posible.

Para ello, se abordarán los siguientes objetivos parciales: dimensionado y diseño de los conductos que se encargarán de llevar el aire desde el frontal de la moto hasta el SEVCON; dimensionado y diseño de un disipador para el controlador que permita optimizar su transferencia de calor; validación del funcionamiento del sistema previamente diseñado mediante simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD). Es importante destacar que el diseño de los distintos componentes contemplará la selección de materiales, así como los procesos de fabricación. Finalmente, el proyecto concluye con la elaboración de los planos y el presupuesto necesario para su realización.

1.3. NORMATIVA DE LA COMPETICIÓN

Como se ha puntualizado al principio de este proyecto, la competición provee a los participantes de una normativa la cual se debe acatar puesto que el no cumplimiento de esta puede suponer la expulsión inmediata del equipo.

Esta normativa se divide en una gran variedad de artículos, pero para este caso solo hay dos que afectan de forma directa en el diseño del sistema.

Artículo 2: Requisitos generales del diseño

B.2.1 Dimensiones

B.2.1.8 La anchura máxima del carenado será de 600mm

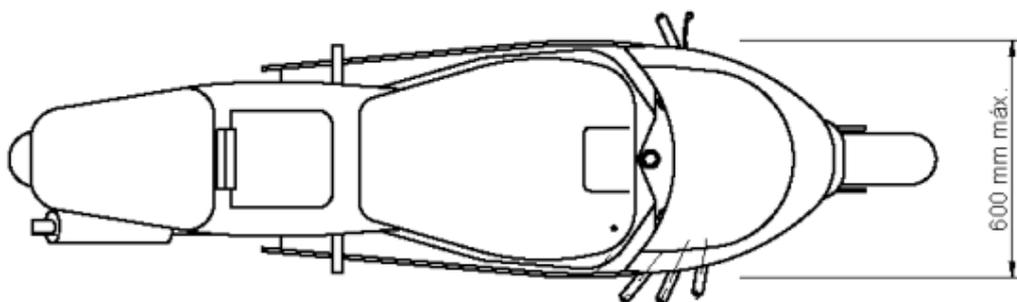


Figura 2. Anchura máxima que debe presentar el carenado [Normativa: 1]

Artículo 12: Sistema de refrigeración

D12.1 Descripción general de los sistemas de refrigeración

D12.1.1 El diseño del sistema de refrigeración para los diferentes componentes es de libre configuración.

D12.1.2 El enfriamiento de los componentes está permitido tanto por aire como por sistema de enfriamiento líquido.

D12.2 Sistemas de refrigeración por aire

D12.2.1 Se permite la refrigeración mediante conducción aerodinámica del aire.

D12.2.2 Enfriamiento por aire forzado por medio de ventiladores u otros métodos de impulsión o extracción de aire está permitido

Como se puede observar en los posteriores artículos, lo más limitante para el diseño del conjunto es el ancho de los conductos, que se encargarán, como bien se ha dicho, de dirigir el aire; ya que estos no pueden tener un ancho superior a 600mm. Por otra parte, en este prototipo se ha obviado el uso de un sistema de refrigeración líquida puesto que a las temperaturas que llegan los componentes no son tan elevadas como para requerir de tal sistema. Por ello, una vez aclarado esto, se puede leer que la competición avala el uso de refrigeración mediante conducción aerodinámica del aire, que es lo que se va a utilizar en este caso.

2. MARCO TEORÍCO

2.1. INTRODUCCIÓN

Como se puede suponer, este proyecto va a presentar un problema de transmisión de calor, pero antes de poder abordarlo, se debe conocer el concepto de la termodinámica, la cual se define como “la ciencia que estudia la energía en sus diversas formas, así como su transformación de una en otra, se definen dos formas transitorias especialmente importantes: el trabajo y el calor” (Alan J. Chapman, Transferencia del calor, 1948, p.1).

Reciben el nombre de transitorias cuando hay un intercambio de energía entre dos sistemas o entre un sistema y un entorno

Por una parte, siempre que el intercambio se realiza sin traspaso de masa y sin que haya una variación de temperatura podemos afirmar que la energía se ha transmitido mediante la realización de un trabajo. Pero, por otro lado, si el intercambio se debe a una variación de la temperatura, se dice que la energía se ha transmitido por un flujo de calor.

2.2. CONCEPTOS BÁSICOS DE LA TRANSMISIÓN DEL CALOR

Habitualmente podemos clasificar los procesos de transmisión del calor en tres tipos: conducción, convección y radiación. Tenemos que aclarar que, aunque hagan referencia a diferentes modalidades es muy habitual que en la práctica se lleven a cabo varios de ellos o incluso todos a la vez. A continuación, vamos a proseguir con sus respectivas definiciones:

- **Conducción:** este fenómeno, consiste en el intercambio de energía interna de un cuerpo a otro debido al intercambio de la energía cinética producida por el movimiento de las moléculas. En este caso, el flujo de energía en forma de calor tiene lugar desde aquellas moléculas que presentan una energía mayor a aquellas que presentan una menor, es decir, de la región de mayor a menor temperatura. La principal característica que presenta la conducción es que solo tiene lugar cuando dos cuerpos están en contacto o bien se encuentran dentro de un mismo sistema. El proceso de la conducción viene definido por la ley de Fourier:

$$q = k \frac{t_1 - t_2}{\Delta x} \quad (1)$$

Hay que entender la q como la velocidad del flujo calorífico o la energía por unidad de tiempo. Esta velocidad del flujo es directamente proporcional al área A y a la diferencia de temperatura ($t_1 - t_2$) pero inversamente al espesor Δx . Esta proporcionalidad se transforma en una igualdad por la definición de una constante k , a la cual se le conoce como “conductividad térmica”.

- **Convección:** se puede definir como el transporte calorífico que tiene lugar en los fluidos a causa del movimiento del propio fluido. Además, este intercambio, también ocurre entre una superficie sólida y un fluido.

Cabe destacar que este fenómeno puede producirse por causas mecánicas externas (bomba, ventilador, etc.), lo que se conoce como “convección forzada”. O bien, por la diferencia de densidades creadas como consecuencia de una variación en la temperatura la cual se conoce como “convección libre”.

El proceso de convección viene dado en términos generales por “la ley de enfriamiento de Newton”:

$$\frac{q}{A} = h (t_s - t_f) \quad (2)$$

El símbolo h en esta ecuación se conoce con el nombre de “coeficiente de transmisión” o “coeficiente de película”, A es el área perpendicular a la dirección del flujo, t_s la temperatura en la superficie y t_f la temperatura del fluido.

La h se trata de una conductancia térmica y no de una propiedad del material, como es la conductividad térmica (k). Depende en gran medida de la composición del fluido, de la geometría de la superficie del sólido y de la hidrodinámica del movimiento del fluido a lo largo de la superficie del sólido. Este último concepto se tratará con mayor profundidad en puntos posteriores.

A continuación, puede encontrarse en la Tabla 1 una escala de valores para h en condiciones estándar:

Situación	$\frac{h}{W}$ $\frac{m^2 - ^\circ C}{}$	$\frac{h}{Btu}$ $\frac{h - ft^2 - F}{}$
Convección libre en el aire	5-25	1-5
Convección libre en el agua	500-1000	100-200
Convección forzada en el aire	10-500	2-100
Convección forzada en el agua	100-15,000	20-3000
Agua hirviente	2500-25,000	500-5000
Vapor con condensación	5000-100,000	1000-20,000

Tabla 1. Valores del Coeficiente de Transmisión del Calor por Convección. [Libro: 2]

Si se analiza con detenimiento la ecuación (2), se deduce que para aumentar la transferencia de calor por unidad de tiempo tenemos dos opciones:

- Aumentar la sección de contacto con el flujo de aire.
- Aumentar el coeficiente de película

Para el caso del aumento de sección se puede conseguir mediante el uso de un disipador con aletas. Mientras que si se quiere aumentar el coeficiente de película se requiere de un aumento de la velocidad del fluido, lo cual se consigue mediante el uso de una tobera.

Todos estos métodos se explicarán y se irán aclarando a medida que el proyecto vaya avanzando.

- **Radiación:** la podemos definir como la radiación electromagnética generada por la excitación térmica de un cuerpo. Todos los cuerpos son capaces de emitir cierta radiación siempre y cuando su temperatura sea superior al cero absoluto (-273 K), por lo que su intensidad dependerá tanto de la temperatura como de la longitud de onda. Esta radiación electromagnética se emite en todas las direcciones, y cuando esta incide en un cuerpo, una parte de esta puede ser reflejada, otra transmitida y otra absorbida

En este caso será la ley de Stefan-Boltzman la que va a definir la velocidad de la transmisión de energía por unidad de superficie radiante:

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \tag{3}$$

En esta ecuación, E es la velocidad de emisión de energía por unidad de superficie, T la temperatura absoluta del cuerpo, σ una constante física universal y ε una propiedad de la superficie emisora conocida como “emisividad”.

2.3. FENÓMENO DE LA CONVECCIÓN

2.3.1. Concepto de la capa límite

En el apartado anterior se ha definido la convección como el mecanismo de la transmisión de calor que tiene lugar en un fluido debido a la conducción y al transporte de energía como consecuencia de los movimientos del fluido. Es por ello, que se deben considerar estos últimos como imprescindibles si se quiere entender el proceso de convección.

En primer lugar, hay que tener en cuenta que cuando un fluido real se mueve a lo largo de una superficie sólida, la velocidad de este varía desde un valor nulo, adyacente a la pared, hasta otro finito en un punto a cierta distancia de esta.

Este comportamiento permite definir el concepto de “capa límite de velocidad”, es decir, aquella capa delgada próxima a la pared en la que supuestamente los efectos de la viscosidad toman un papel importante ya que, dentro de esta región el efecto de la pared sobre el movimiento del fluido es notable.

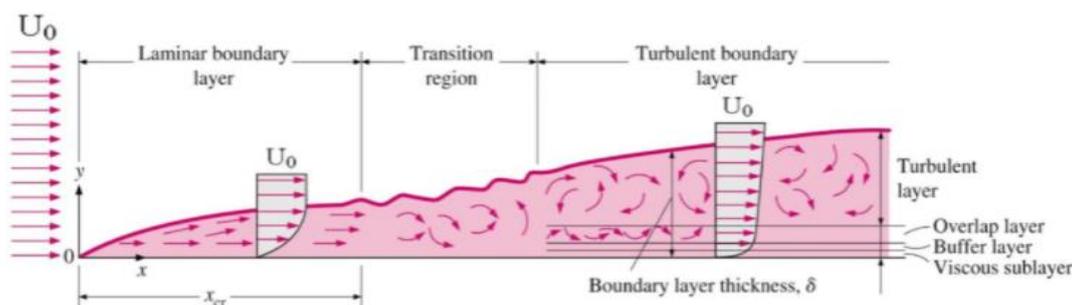


Figura 4. Flujo de la capa límite a lo de una superficie plana. Capa límite de velocidad [Páginas Web: 1]

No se puede definir con certeza cuál es el límite exacto de la capa límite, esto es debido a la naturaleza asintótica de la variación de la velocidad. Normalmente, el límite de dicha capa se sitúa a una distancia de la pared en la que la velocidad del fluido es igual a un porcentaje predeterminado del valor de la corriente libre. Este porcentaje depende de la precisión deseada, siendo habitualmente de 95 o 99%.

Por otra parte, si la superficie sólida se mantiene a una temperatura de t_s , distinta de la que presenta el fluido t_f , en un punto alejado de esta, se puede observar que la variación de la temperatura de dicho fluido tiene cierta similitud con la variación de la velocidad descrita con anterioridad. Es decir, la temperatura del fluido sufrirá una variación produciéndose la mayor parte de esta cerca de la superficie. Esto se puede observar en la Figura 2.

Como se aprecia, la temperatura de la superficie tiende asintóticamente a t_f , por ello, se define la “capa límite térmica” como aquella región existente entre la superficie y el punto en el que la temperatura del fluido ha alcanzado una cierta fracción de t_s .

En la mayoría de los casos, la capa límite térmica no coincide con la capa límite de velocidad, aunque sí que es cierto, que va a depender en cierta medida de esta. Es decir; del espesor, de la variación de velocidad, de el hecho de que el flujo sea laminar o turbulento... Estos factores van a determinar la variación de la temperatura en la capa límite térmica

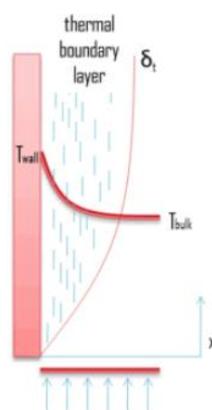


Figura 5. Flujo de la capa límite a lo largo de una superficie plana. Capa límite
[Páginas Webs:1]

2.4. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA

Se ha definido de manera extendida el coeficiente de película, pero hay que tener en cuenta que, si se quiere proceder con su cálculo, cosa importante para este proyecto, hay dos formas de abordarlo, de forma teórica o experimental. En esta última, los resultados se deberán aplicar únicamente a casos análogos a las experiencias realizadas. Del mismo modo, las ecuaciones utilizadas para determinar h deberán incluir todas las propiedades del fluido y las condiciones de su movimiento.

Por otra parte, la forma teórica, permite relacionar todos los factores que intervienen en la convección mediante un análisis dimensional, también llamados modelos de similitud. Aquí, las variables se ordenan en grupos adimensionales.

Los grupos más significativos son:

- **Número de Grashof:** Relación entre fuerzas de empuje del fluido y las fuerzas viscosas.

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (4)$$

- **Número de Reynolds:** Relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de viscosidad. Sirve para determinar si el flujo se encuentra en régimen laminar o turbulento.

$$Re_{Lc} = \frac{c L_c}{\gamma} \quad (5)$$

- **Número de Prandtl:** Relación entre la transmisión de cantidad de movimiento debido a la viscosidad y la transmisión de calor. Este coincide con la relación entre espesores de las capas límite cinemática y térmica.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (6)$$

- **Número de Rayleigh:** Asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido. Por debajo de cierto valor crítico, indica que la transferencia de calor es mayoritariamente por conducción, mientras que, si se encuentra por encima será por convección.

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (7)$$

- **Número de Nusselt:** Es el coeficiente de transmisión de calor adimensional.

$$Nu_{Lc} = \frac{hc Lc}{k} \quad (8)$$

Si se observa la ecuación del número de Nusselt (8), se puede deducir, que a partir de esta se puede conocer el valor del coeficiente de película, pero para ello, en primer lugar, se necesita saber cuál es este número adimensional.

Churchill y Chu han efectuado una gran correlación entre un gran número de investigadores y recomienda la siguiente relación:

$$Nu_{Lc} = (0,037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad ; 10^9 < Ra_L \tag{9}$$

No obstante, esta ecuación no es del todo válida para el caso que se presenta en el proyecto, pues esta hace referencia a la convección libre que tiene lugar alrededor de superficies planas verticales, mientras que SEVCON, dispositivo a enfriar, se encuentra ligeramente inclinado.

Para las superficies inclinadas con ángulos de 60 ° o inferiores, Churchill y Chu, recomienda emplear la ecuación (9) sustituyendo g por $g \cos \theta$, en el número Grashof, para $Ra_L < 10^9$. Por el contrario, para $Ra_L > 10^9$ no se emplea esta modificación.

2.5. ANALOGÍA ELÉCTRICA PARA LA RESOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Hasta ahora se ha hablado de la conducción y de la convección de forma separada, no obstante, como se ha indicado al inicio, en la mayoría de las ocasiones estos dos métodos de transmisión del calor trabajan de forma conjunta. Es por ello por lo que en este apartado se va a tratar como se desarrolla la combinación de estos utilizando el ejemplo de una pared plana compuesta de varias capas que, aunque parezca básico, va a ser de gran utilidad para entender el comportamiento del calor a través del sistema que se diseñara para el módulo eléctrico (SEVCON), pues el principio es el mismo.

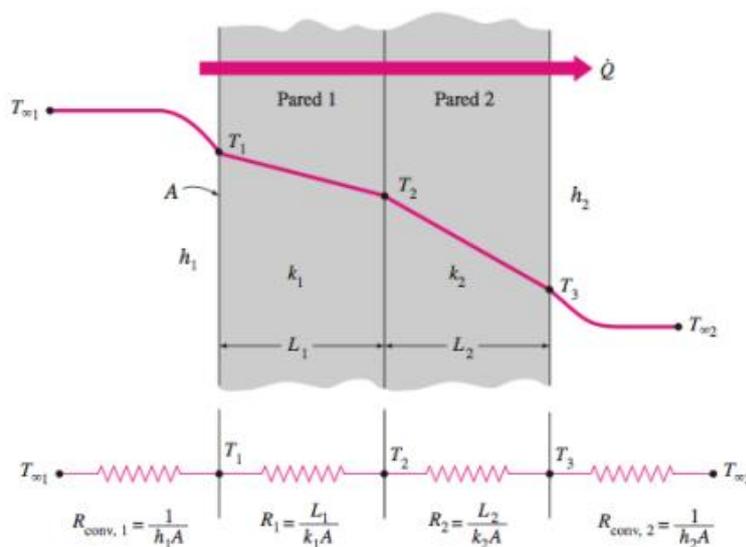


Figura 7. Analogía eléctrica para paredes en serie. [Páginas Web: 12]

La Figura 5 representa una pared plana constituida por dos capas s3lidas y que adem3s se encuentra limitada en las dos caras por fluidos. Como se puede observar, para indicar las conductancias y las conductividades t3rmicas que separan las regiones numeradas se emplea la notaci3n: h_1, k_1, k_2, h_2

En primer lugar, si se recuerda la ecuaci3n de la ley de Fourier para la conducci3n, teniendo en cuenta que la velocidad del flujo por unidad de superficie, q/A , es la misma para cada capa:

$$\frac{q}{A} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\Delta x_{12}}{k_{12}}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\Delta x_{23}}{k_{23}}} \quad (10)$$

Sumando estas ecuaciones se eliminan las temperaturas que no conocemos y como resultado obtenemos una expresi3n para un flujo de calor a trav3s de la pared en funci3n de la variaci3n total de la temperatura:

$$\frac{q}{A} = \frac{T_1 - T_3}{\frac{\Delta x_{12}}{k_1} + \frac{\Delta x_{23}}{k_2}} \quad (11)$$

Sin embargo, en esta ecuaci3n solo se est3 teniendo en cuenta el fen3meno de la conducci3n. Por lo tanto, se va a definir el flujo calorífico por unidad de superficie de pared para cada capa, aplicando la relaci3n definida para h :

$$\frac{q}{A} = h_1(T_{\infty 1} - T_1) \quad (12)$$

$$\frac{q}{A} = h_2(T_2 - T_{\infty 2}) \quad (13)$$

Al igual que para el caso donde únicamente se trataba la conducci3n, si se combinan estas relaciones con la ecuaci3n (11) para eliminar las temperaturas internas desconocidas, obtenemos:

$$\frac{q}{A} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\Delta x_{12}}{k_1} + \frac{\Delta x_{23}}{k_2} + \frac{1}{h_2}} \quad (14)$$

2.6. OPTIMIZACIÓN DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

2.6.1. Fenómeno tobera/difusor

En primer lugar, se abordará la forma de aumentar el coeficiente de película. Como se ha explicado con anterioridad, el coeficiente de película depende en gran medida de la velocidad del flujo y es en los epígrafes siguientes donde se va a tratar este asunto.

No obstante, antes se deben conocer algunas de sus bases principales:

Por un lado, para entender cómo se comportan estos elementos, hay que hacer mención del primer principio de la termodinámica. El cual afirma; *que la energía ni se crea ni se destruye, solamente se transforma y se transmite.*

Tanto para los casos de sistemas abiertos y cerrados, se realizará un balance de las energías en lo que se considere el sistema de control, en este caso la tobera. No obstante, si se recuerda la definición de la conservación de la masa, no cabe la posibilidad de que la energía entregada por el sistema sea mayor que la recibida.

Se entiende por sistema abierto aquel donde se intercambia energía no solamente en forma de trabajo y calor, sino que también lo hace en forma de trabajo de flujo. Como consecuencia de lo expuesto, si se quiere realizar un balance energético se ha de tener en cuenta además de la energía interna, el calor y el trabajo, las siguientes magnitudes específicas.

- Trabajo de flujo: $w_f = \Delta(pv)$
- Incremento de la energía cinética: $\Delta E_c = \Delta\left(\frac{c^2}{2}\right)$
- Incremento de la energía potencial: $\Delta E_z = \Delta(gz)$

De esto se obtiene que la expresión del Primer Principio para sistemas abiertos es:

$$dh + d\frac{c^2}{2} + d(gz) = \delta q + vdp \quad (15)$$

2.6.1.1. Definición del gasto másico

Como se ha detallado en el punto anterior, si se está hablando de un sistema abierto, existe un intercambio de masa con el entorno. Esta masa en función del tiempo se define como “flujo másico”. Se puede suponer para este caso que la de la densidad del fluido puede variar de

manera muy significativa entre la sección de entrada y de salida, como consecuencia el flujo se considera “compresible”.

Hay que tener en muy alta estimación que, para la mayoría de los casos, el fluido que atraviesa nuestro sistema lo hace de forma constante y pasa a considerarse como un “flujo estacionario”. Sea pues la ecuación de continuidad que expresa la conservación de la masa:

$$\dot{m} = \rho AC = \text{cte} \tag{16}$$

2.6.1.2. Número de Mach

De forma posterior al análisis de los conceptos de tobera y difusor, se explicará de manera breve cual es el significado del número de mach, pues dependiendo de este tendremos geometrías distintas.

El número de Mach(M) es una medida de velocidad relativa que se puede definir como la relación entre la velocidad de un objeto (c) y la velocidad del sonido en el medio en el que se esté moviendo (a).

$$a = \sqrt{K * R * T * g_0} \tag{17}$$

$$M = \frac{c}{a} \tag{18}$$

M < 1 (V < C)	M = 1 (V=C)	M > 1 (V > C)
Subsónico	Sónico	Supersónico

Tabla 2. Clasificación regímenes según número de Mach

2.6.1.3. Definición y clasificación de toberas y difusores

En primer lugar, se denomina tobera a aquel dispositivo que permite, a partir de la variación de su sección transversal, aumentar la velocidad de un fluido como consecuencia de una pérdida de su presión.

Para poder deducir cómo debe de ser dicha variación con la finalidad de conseguir el efecto que se desea, recurriremos al número de mach. De esta forma, se presentan tres casos distintos:

- $M < 1$: Flujo subsónico. El área transversal debe disminuir, dando lugar a una tobera convergente
- $M = 1$: Flujo transónico. Aquí aparece una sección mínima a la cual se le denomina garganta, donde $M = 1$.
- $M > 1$: Flujo supersónico. En las zonas donde el flujo sea supersónico, se debe aumentar el área transversal de la tobera para continuar su expansión, llamándose zona divergente.

Por otro lado, se denomina difusor a aquel dispositivo que, a partir también de una variación de su sección transversal, permite aumentar la presión de la corriente de un fluido a expensas de disminuir su velocidad.

- $M < 1$: Flujo subsónico. La variación del área transversal ha de ser positiva, dando lugar a un difusor divergente.
- $M = 1$: Flujo transónico. Aquí al igual que en el caso de la tobera, también aparece una sección mínima denominada garganta.
- $M > 1$: Flujo supersónico. Variación del área transversal ha de ser negativa, dando lugar a un difusor convergente

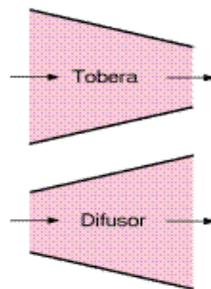


Figura 9. Representación Tobera y Difusor [Páginas Web: 2]

2.6.1.4. Condiciones de trabajo de una tobera/difusor

Así pues, si se recuerda la ecuación para sistemas abiertos según la primera ley de la termodinámica, cabe destacar que esta no siempre se cumple para todas las máquinas térmicas ya que puede simplificarse en función del proceso que se esté realizando.

En primer lugar, hay que tener en cuenta que la relación de transferencia de calor de un fluido por una tobera o difusor y sus alrededores suelen ser muy pequeños, independientemente de que estos se encuentren aislados. Por esto, se supone que trabajan de forma adiabática.

$$Q \cong 0$$

Por otra parte, la potencia es cero. Básicamente, porque son conducciones y no incluyen ningún tipo de eje.

$$W = 0$$

En tercer lugar, como se ha comentado, estos requieren de velocidades altas, y cuando un fluido los atraviesa experimenta cambios significativos en su velocidad. Por lo que esta variación se deberá tener en cuenta.

$$\Delta e_c \neq 0$$

En cuarto y último lugar hay que considerar el cambio de elevación como nulo, por lo tanto, el término de E_p puede omitirse.

$$e_p \cong 0$$

En definitiva, se puede obtener una ecuación mucho más atractiva debido a todas estas simplificaciones:

$$dh + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = 0 \quad (19)$$

2.6.1.5. Magnitudes de remanso

Definiendo la sección de entrada de la tobera como estado 1 y la de salida como estado 2, se puede determinar la velocidad del fluido a la salida como:

$$c_2 = \sqrt{2(h_{00} - h_2 + c_1^2)} \quad (20)$$

Si se presta atención a la ecuación anterior, se puede observar la introducción de un nuevo estado denominado 00. Este aparece cuando de forma hipotética se define un estado donde la velocidad es nula, es decir, donde toda la energía cinética del fluido se transforma en entalpía. A este se le conoce con el nombre de "condiciones de parada" y si se tiene en cuenta la definición, obtenemos:

$$h_{00} = h_2 + \frac{c_1^2}{2} \quad (21)$$

Relacionando la entalpía de parada con la energía en cada sección del conducto, se obtiene la velocidad media del fluido expresada como:

$$c = \sqrt{2 (h_{00} - h)} \quad (22)$$

Esta ecuación es válida para cualquier fluido que se desarrolle a través de un conducto adiabáticamente. Para un gas perfecto o ideal se cumple que:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (23)$$

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (24)$$

$$p = \rho R T \quad (25)$$

Siendo de aplicación la expresión para un proceso adiabático:

$$p T^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = cte \quad (26)$$

Despejando la presión en condiciones de parada de la ecuación (29) se obtiene:

$$p_{00} = p \left(\frac{T}{T_{00}} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (27)$$

Por otra parte, algo a tener en cuenta es la temperatura en condiciones de parada. Sustituyendo la expresión (24) en (26):

$$T_{00} = T + \frac{C^2}{2 c_p} \quad (28)$$

Así pues, para obtener la velocidad en una sección arbitraria de la tobera o el difusor, se sustituye (26) en (25), con lo cual:

$$c = \sqrt{2c_p(T_{00} - T)} \quad (29)$$

Insertando la ecuación (27) en (32) y operando, se obtiene:

$$c = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{00} \left(1 - \frac{T}{T_{00}}\right)} \quad (30)$$

Para concluir, si se elimina la relación entre las temperaturas de (33) mediante la ecuación adiabática (29), se consigue obtener una expresión a partir de la cual se calcula la velocidad en cualquier punto del conducto, conociendo la presión en dicha sección y las condiciones de parada en la entrada:

$$c = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{00} \left(1 - \left(\frac{p}{p_{00}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (31)$$

2.6.2. Superficies adicionales

Como se ha descrito, hay varias formas de incrementar la transferencia de calor, el aumento del coeficiente de transferencia de calor por convección ya se ha tratado, por lo que en estos próximos puntos se abordará la forma de aumentar dicha transferencia a partir del aumento del área superficial.

Si se desea aumentar la superficie de contacto del objeto a enfriar, una de las mejores opciones es el uso de “superficies adicionales”, las cuales se unirán a la superficie primaria. Estas, incrementan de manera artificial la superficie de transmisión del calor, consiguiendo así un aumento de la transmisión calorífica entre nuestro objeto y el fluido ambiente. Existen diferentes configuraciones de aletas:

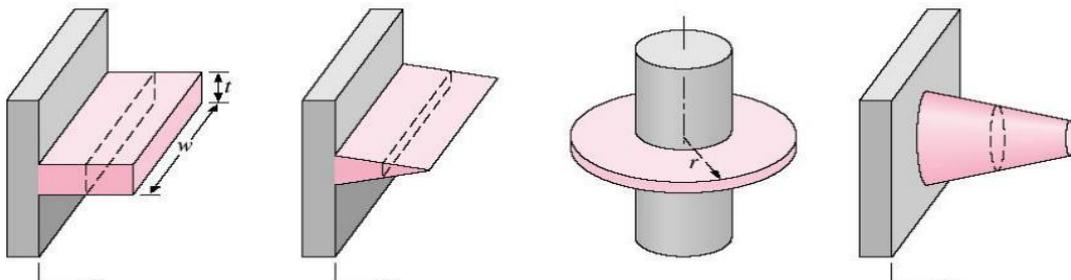


Figura 11. Tipos de aletas [Páginas Web: 15]

2.6.2.1. Aleta recta de espesor uniforme y su ecuación

Para este proyecto, se va a optar por el uso de las aletas rectas de espesor uniforme, donde la sección transversal que es atravesada por el flujo de calor permanece constante.

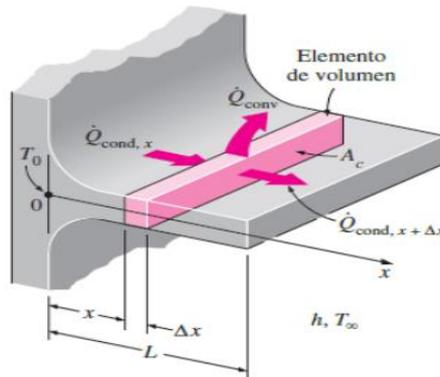


Figura 12. Comportamiento de la transferencia de calor en superficie plana.
[Páginas Web: 15]

En la Figura 8, se representa esta configuración. Donde L hace referencia a la longitud de la aleta, h el coeficiente de película en la superficie externa, t_0 la temperatura en la base de la aleta, la cual se considera fija, y t_∞ la temperatura ambiente, en este caso la que tenga el fluido.

Si se describe un volumen de control en la aleta de longitud Δx , donde se le asigna el nombre de $\dot{Q}_{cond,x}$ al calor que se elimina por conducción del elemento en el tramo x , $\dot{Q}_{cond,x+\Delta x}$ al calor que se elimina por conducción en $x + \Delta x$, y \dot{Q}_{conv} al calor que es eliminado por convección. A partir del principio de conservación de la energía se puede deducir, que para un régimen permanente:

$$\dot{Q}_{cond,x} = \dot{Q}_{cond,x+\Delta x} + \dot{Q}_{conv} \quad (32)$$

Alan J Chapman (1984), señala que esta conservación de energía debe cumplirse en todos los elementos, por lo que haciendo que $\Delta x \rightarrow 0$, se obtiene la ecuación diferencial para la distribución de la temperatura en la aleta

$$\frac{d\dot{Q}_{cond}}{dx} + h P (T_x - T_\infty) = 0 \quad (33)$$

Para esta ecuación se ha tenido en cuenta la Ley de enfriamiento de Newton para el fenómeno de la convección (\dot{Q}_{conv}).

Por último, si de reemplaza la ecuación de Fourier (1) y se simplifica se obtiene la ecuación que rige la transferencia de calor en las aletas:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \left(\frac{hP}{KA_c} \right) (T_x - T_\infty) = 0 \quad (34)$$

Si se supone, con la finalidad de facilitar esta ecuación, que la conductividad térmica y el coeficiente de transmisión son constantes, podemos sustituir estas variables por otras más simples:

$$\theta = T_x - T_\infty \quad (35)$$

$$m^2 = \frac{hP}{KA_c} \quad (36)$$

Como consecuencia se obtiene una ecuación diferencial lineal, homogénea, de segundo orden con coeficientes constantes:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (37)$$

Ambas constantes son cantidades arbitrarias que se determinan a partir de condiciones de contorno o de frontera. Son las siguientes:

- Extremo activo (convección)
- Extremo adiabático
- Temperatura establecida
- Aleta infinita

2.6.2.2. Consideración de una aleta infinitamente larga

Para abordar el problema que se plantea en cuanto al cálculo de la transferencia de calor de una aleta, se va a optar por considerar la aleta como a una superficie infinita.

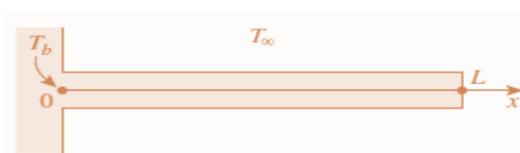


Figura 14. Comportamiento de la temperatura en una aleta infinitamente larga. [Página Web: 8]

En primer lugar, en este caso, se considera a t_b como la temperatura en la base de la aleta. Por otra parte, en el otro extremo tiene lugar un proceso de convección.

En segundo lugar, se define que el coeficiente de película del extremo de la aleta, h_e , es distinto al del resto de la superficie, h . Esto permitirá simplificar los resultados ya que se define que en la punta de la aleta el calor eliminado por convección es despreciable, $h_e = 0$. Es decir, se presupone que la punta de la aleta llegará a un equilibrio térmico con el medio.

Sustituyendo las condiciones de contorno empleando funciones hiperbólicas en la ecuación (37):

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{t - t_f}{t_b - t_f} = \frac{Chm(L - x) + HShm(L - x)}{ChmL + HShmL} \quad (38)$$

Donde:

$$H = \frac{h_e}{km} \quad (39)$$

$$m = \sqrt{\frac{hP}{k A_c}} \quad (40)$$

Se supone que estos cálculos están pensados para una aleta lo suficientemente delgada como para que se comportara de forma unidimensional. Pero, si esta suposición se cumple el calor que se elimina por convección en la punta de la aleta, representa una pequeña parte de lo que se elimina en el resto de esta. En este caso, se puede simplificar la ecuación definida anteriormente despreciando esa pérdida de calor registrada en el extremo, $h_e = 0$ o bien $H = 0$. Con lo cual se obtiene una disminución de esta:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_f}{t_b - t_f} = \frac{Chm(L - x)}{ChmL} \quad (41)$$

Si a esta ecuación se le añade la distribución de temperatura, se obtiene:

$$q = kmA_c\theta_0Th mL \quad (42)$$

2.6.2.3. Efectividad de las aletas

Una vez redactada la ecuación de la transferencia de calor por medio de las aletas, no se puede obviar el principal objetivo de añadir una superficie adicional, ya que lo que se busca es aumentar como ya se ha dicho, el área de contacto con el flujo externo para incrementar la transmisión. No obstante, la adición de estas disminuye de manera sustancial la temperatura media de la superficie, Figura 10. Si el efecto del aumento del área superficial es mayor que la disminución de la temperatura media superficial se está mejorando el intercambio de calor.

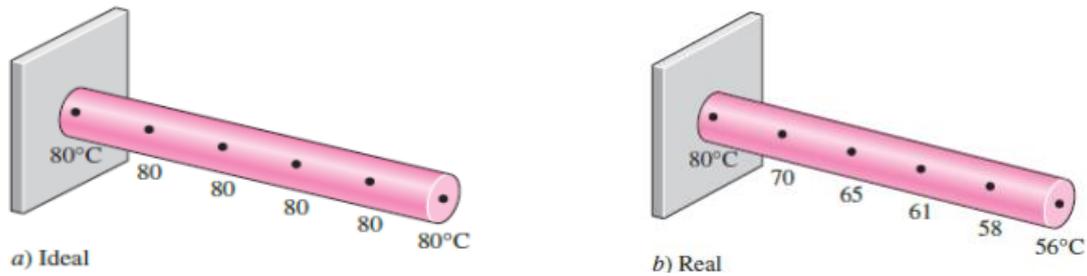


Figura 16. Efecto de una aleta en el área superficial.
[Páginas Web: 14]

Con la finalidad de obtener esta efectividad, se define una relación entre el calor transmitido por la superficie sin la implementación de aletas y el que se obtendría si la superficie total de las aletas se mantuviera a una temperatura constante equivalente a la de la superficie primaria. Si se tiene en cuenta que, $2L$, es la superficie externa de la aleta ya que son dos superficies las que están en contacto con el flujo, la efectividad de la aleta, k_u , se define como:

$$k_u = \frac{kmA_cThmL}{2Lh\theta_b} \quad (43)$$

Sustituyendo en esta la ecuación (42):

$$k_u = \frac{1}{mL} Th mL \quad (44)$$

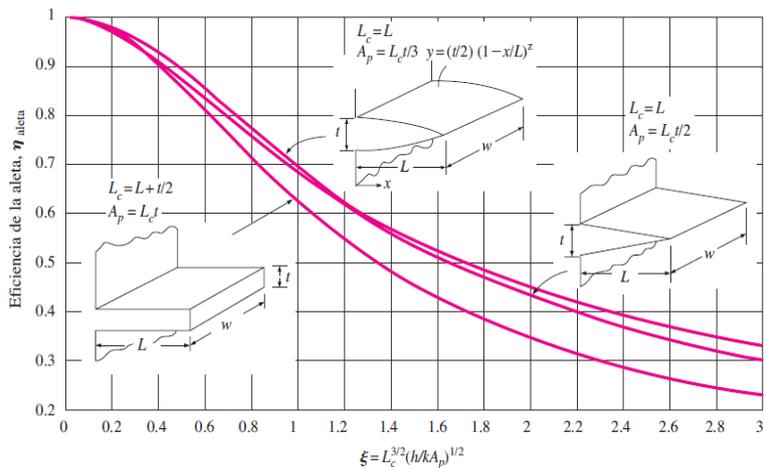


Figura 18. Gráfico eficiencia aletas en función de su tipología. [Páginas Web: 17]

2.6.3. Efectividad de la temperatura superficial total

Lo que se ha presentado hasta el momento, es la efectividad de una única aleta, no obstante, hay que tener en cuenta que, para la mayoría de los casos se opta por el uso de un conjunto de aletas unidas a la superficie principal. Por ello, se debe considerar la efectividad de la temperatura para toda la superficie, de esta manera se conocerá cómo se comporta esta superficie expuesta en su conjunto, es decir, teniendo en cuenta tanto la superficie con aletas como sin ellas.

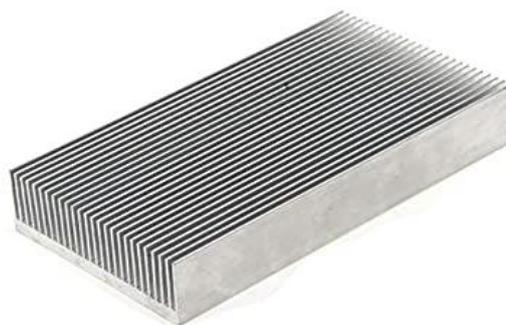


Figura 19. Disipador de varias aletas

Por lo tanto, Alan J Chapman (1984), define la efectividad de la temperatura de la superficie total “ η ” como “la relación del calor real transmitido por el conjunto de aletas, respecto del que se hubiera transmitido si la superficie se hubiera mantenido a la temperatura de la base”.

$$\eta = \frac{(A_t - A_f)h\theta_b + A_f h\theta_b k_u}{A_t h\theta_b} \quad (45)$$

Esto equivale a:

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - k_u) \quad (46)$$

En esta ecuación aparecen dos conceptos nuevos, a parte de la efectividad para aletas simplificadas “ k_u ”, que son; el área de la superficie expuesta, únicamente las aletas “ A_f ” y el área de la superficie total expuesta, teniendo en cuenta tanto las aletas como la superficie sin aletas “ A_t ”.

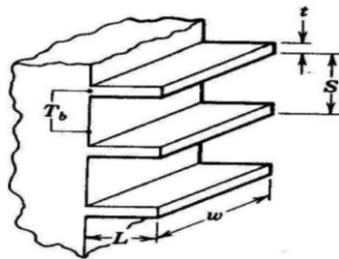


Figura 21. Dimensiones características de un dissipador. [Página Web: 9]

A partir de lo expuesto en la ecuación (52) y de la Figura 13 se puede deducir que la relación de geometría A_f/A_t viene dada por:

$$\frac{A_f}{A_t} = \frac{2L + t}{2L + t + (S - t)} = \frac{2L + t}{2L + S} \quad (47)$$

3. CÁLCULOS

3.1. DATOS DE PARTIDA

Para poder proceder con lo especificado en este proyecto, previamente se han recopilado una serie de datos imprescindibles. En este apartado aparecerán los diferentes cálculos realizados para poder obtener las dimensiones óptimas del prototipo.

3.2. DIMENSIONES

En primer lugar, para el diseño de la tubería se ha optado por dar uso del orificio delantero del carenado usado en las motos de competición como un sistema de ram-air.



Figura 23. Vista frontal; sección de entrada

Las dimensiones dadas de esta sección son:

Anchura (mm)	155
Altura (mm)	55

Tabla 3. Dimensiones sección entrada careta

No obstante, estas dimensiones son una primera aproximación, pues se puede dar el caso donde esta sección no sea suficiente para aportar el gasto másico necesario y se deba ensanchar o incluso el caso contrario.

Por otra parte, otras dimensiones de partida también importantes son las del SEVCON, pues estas acotaran en cierta medida la sección de salida de los conductos.

Memoria

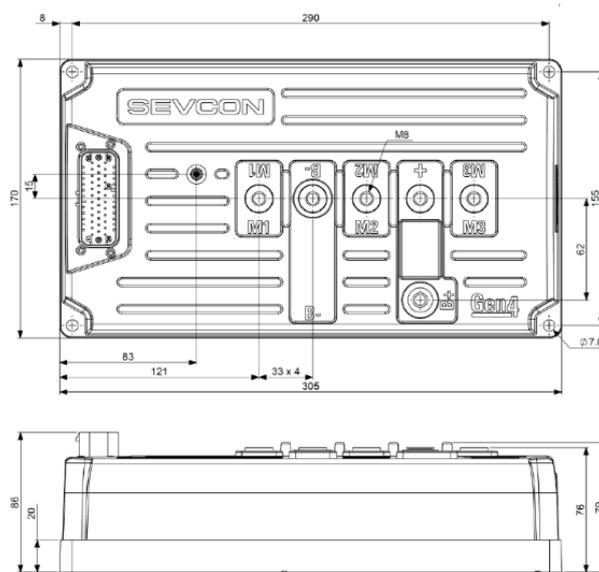


Figura 24. Plano del SEVCON. [Pàginas Web: 18]

3.3. DATOS EXPERIMENTALES

Como ya se ha dicho en repetidas ocasiones, la finalidad de este proyecto es intentar disipar la mayor energía posible creada por el controlador de la motocicleta. La única forma de poder obtener estos datos es mediante pruebas experimentales. Hasta este punto la moto aun no estaba preparada para entrar de nuevo en circuito pues requería de un par de componentes mecánicos. Por lo tanto, la opción que se encontró para poder obtener estos resultados fue mediante la utilización de un banco de pruebas.



Figura 25. Banco de pruebas utilizado

Tras varias pruebas, se obtuvo una gráfica (Figura 17) donde se muestra cómo evoluciona la temperatura del SEVCON en función del tiempo y de las revoluciones. Sin embargo, hay que entender que dichas pruebas eran limitadas y a esto hay que añadirle la complejidad de simular una situación real en un banco de pruebas.

Por ello, con el propósito de conseguir unos datos lo más útiles posibles, se quiso llevar el SEVCON a unas condiciones similares a las de la carrera, manteniendo gas a fondo durante un periodo de tiempo extendido. Pero como se ha comentado, esto es muy complicado ya que este tiempo no es el mismo que las cinco vueltas a realizar en la competición.

Finalmente, debido a la imposibilidad de realizar más pruebas y como consecuencia de esto, no se llegaron a obtener los datos que se estaban buscando, por lo que se planteó otra alternativa. Por ello, la otra opción es considerar el SEVCON como a un cuerpo sólido. Para ello se usará la fórmula inferior, mediante la cual se podrá calcular la energía que desprende:

$$E = m * c_p * \Delta t \quad (48)$$

La masa del controlador viene dada por el propio fabricante (4650g) y la variación de temperatura se obtendrá de la gráfica de la Figura 17. Por otro lado, la capacidad calorífica, al tratarse de un cuerpo compuesto por dos materiales (Aluminio y PP), se sacará una media de ambas c_p teniendo en cuenta la masa de cada material.

A partir de las densidades y del volumen del cuerpo se han obtenido los siguientes datos.

Cálculos del c_p	
Densidad del aluminio (kg/m^3)	2700
Volumen del aluminio (m^3)	0,0010
Masa del aluminio (kg)	2,80
Masa del resto del SEVCON (kg)	
	1,80
c_p del aluminio ($\frac{J}{g * K}$)	0,90
c_p del PP ($\frac{J}{g * K}$)	1,90
c_p medio ($\frac{J}{g * K}$)	1,27

Tabla 4. Cálculos del c_p en excel

De la ecuación (48), se saca:

$$E \rightarrow 41269,89 \text{ J}$$

Pero lo que realmente interesa para el cálculo es la potencia. Para ello, se divide la energía obtenida entre la variación de tiempo, de lo que se saca:

$$P \rightarrow 1116,90 \text{ W}$$

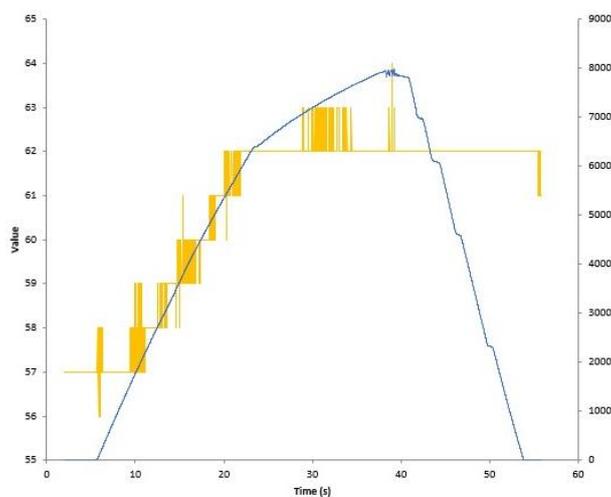


Figura 27. Resultados obtenidos en el banco de pruebas

Otros datos de partida importantes para el predimensionado de los conductos son las condiciones de contorno que se darán en la entrada de estos:

Temperatura ambiente (K)	298
Velocidad media (m/s)	36,79
Presión atmosférica (bar)	1,013

Tabla 5. Condiciones dadas en la sección de entrada

Para calcular la velocidad media de la motocicleta, se ha utilizado la Figura 17, de donde se ha sacado una media de las rpm. Una vez se tiene este dato, conociendo la relación de transmisión que existe entre el plato- piñón y el radio del neumático se puede calcular con bastante exactitud la velocidad lineal media que tendrá la moto.

$$i = \frac{13}{43}$$

$$rmp (media) = 5382,71$$

$$rpm (transmitida) = 1627,33$$

$$radio\ rueda = 0,22\ m$$

Una vez considerado todo lo anterior, si se observa la gráfica (Figura 18) de la cual se dispone en el manual del propio controlador, no es hasta los 75°C cuando este empieza a ser un problema. Su eficiencia decae de manera casi lineal hasta que a los 85°C deja de pasar corriente a través de él.

Por lo tanto, la misión de este proyecto es evitar que no se superen esos 75°C. Sin embargo, para los cálculos se utilizará un factor de seguridad de alrededor un 15%, por lo que la temperatura máxima pasará a ser 63,75°C.

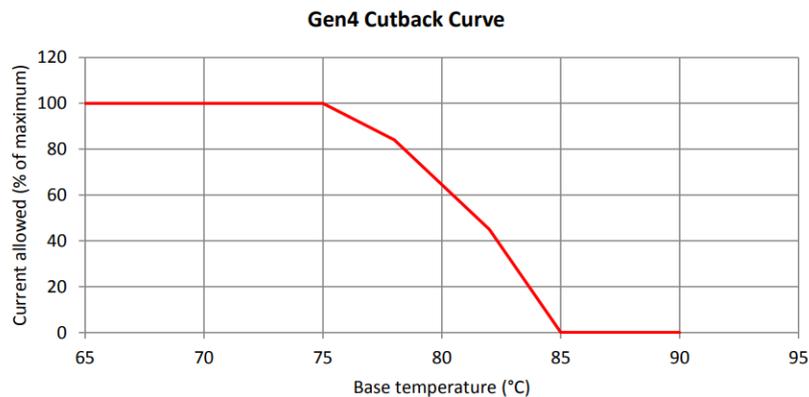


Figura 28. Rendimiento del SEVCON en función de la Temperatura. [Páginas Web: 18]

3.4. CÁLCULO DEL NÚMERO DE MACH

Antes de empezar con el dimensionamiento de la tobera, se debe conocer el número de mach con la finalidad de poder clasificar la tipología de esta tal y como se ha definido en apartados anteriores.

Recordando la ecuación (21), a partir de las condiciones de contorno, se obtiene:

$$a \rightarrow 346,03\ m/s$$

$$M = \frac{36,79}{346,03} = < 1$$

Como el resultado es inferior a uno, se deduce que se trata de un flujo subsónico, por lo que en este caso se planteará una tobera convergente.

3.5. CÁLCULOS DE LA SECCIÓN DE TOBERA

A continuación, se va a proseguir con el cálculo de la sección de tobera, en primer lugar, una vez definida la velocidad de entrada del aire en función de la velocidad media de la moto.

Seguidamente se procederá con el cálculo de las condiciones de parada (T_{00} y P_{00}) con los datos de la sección de entrada.

Según la ecuación (31) se obtiene:

$$T_{00} = 298,67 \text{ K}$$

A partir de aquí, se obtiene de la ecuación (30) que:

$$P_{00} = 1,02 \text{ bar}$$

	Entrada
T(K)	298
P(bar)	1,013
Velocidad (m/s)	36,79
Área (cm²)	66,95

Tabla 6. Condiciones de entrada

Antes de proseguir con el cálculo de las condiciones de salida, se necesita conocer cuál es la velocidad de salida de la cual no tenemos suficiente información para poder calcularla, por lo que una manera de poder obtenerla es definiendo la sección de salida de la tobera en función de espacio disponible.

A partir de esto se establece que la sección de salida sea equivalente a:

$$\text{Área} \rightarrow 51,70 \text{ cm}^2$$

Para poder llegar a obtener esta sección final, se ha supuesto una velocidad de salida, la cual se ha ido aumentando hasta obtener la "sección requerida" de manera que:

$$C_{\text{salida}} \rightarrow 47,83 \text{ m/s}$$

Volviendo a las ecuaciones 30 y 31 podemos deducir que las condiciones de salida son:

$$T_{\text{salida}} \rightarrow 297,54 \text{ K}$$

$$P_{\text{salida}} \rightarrow 1,01 \text{ bar}$$

Una vez definidas tanto la velocidad como el área de entrada, a partir de la ecuación (19):

$$\dot{m} \rightarrow 0,29 \text{ kg/s}$$

3.6. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA

Antes de poder definir el coeficiente de película (ecuación 8), necesitamos conocer algunas de las variables adimensionales, ya definidas en el apartado 2.4, como son el número de Nusselt (ecuación 9.1), el cual depende del número de Prandtl y de Reynolds (ecuación 5).

3.6.1. Cálculo del número de Prandtl y Reynolds

Para poder obtener la primera de nuestras variables, el número de Prandtl, la cual obtendremos a partir de unas tablas genéricas (Figura 18), necesitamos conocer cuál es la temperatura media entre nuestro fluido y la superficie del SEVCON. Esta última, se definirá como la temperatura máxima de seguridad.

	Salida tobera	SEVCON		
T (k)	297,54	336		
Tm (k)	316,77		43,77	(°C)

Tabla 7. Temperatura media entre el flujo de salida y el SEVCON

Para unas propiedades de aire seco a 1 bar, se define lo siguiente:

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.982	8.64	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.965	11.90	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.975	12.49	6.482	16.62	8.842	0.7330
-80	1.828	0.983	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.990	13.64	7.850	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.995	14.20	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.7440
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.30	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.80	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.80	0.7350
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.40	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.110	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228

Figura 30. Propiedades termo físicas de la materia

De esta tabla, se saca que:

Pr	0,7245984
K	0,02685828
$\beta (k^{-1})$	0,003162326
$\nu (m^2/s)$	1,73227E-05

Tabla 8. Resultados ponderados de la tabla superior para la T_m

Para calcular el número de Reynolds, hay que basarse en la ecuación (5) y resolverla con los datos que tenemos:

$$Re \rightarrow 842088,81$$

$$Re > 500000$$

3.6.2. Cálculo del número de Nusselt y coeficiente de película

Para obtener el número de Nusselt hay que desarrollar la ecuación (9.1):

$$Nu \rightarrow 1046,29$$

Despejando la ecuación (8) obtenemos:

$$hc \rightarrow 92,14 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

3.7. CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR CON DISIPADOR

En primer lugar, se calculará la efectividad según la ecuación (49), pero antes de proceder con este cálculo, necesitamos conocer las variables de la cual está compuesta, como son: K_u , A_f y A_t .

3.7.1. Cálculo de la efectividad para aletas simplificadas

Para poder desarrollar estos cálculos antes se necesita definir cuáles serán las dimensiones que tendrán las aletas. Para ello se utilizarán tres de las dimensiones características que aparecen en la Figura 13.

t (mm)	0,0045
L (mm)	0,045
S (mm)	0,0089

Tabla 9. Dimensiones de las aletas

Con la finalidad de obtener las dimensiones óptimas para la transferencia del calor, se ha tomado como base el disipador ya existente (pero descatalogado) propio del SEVCON. A partir de aquí, mediante la herramienta Excel se han ido haciendo iteraciones hasta encontrar con cuales se obtiene la mayor cantidad de evacuación en función del área.

A continuación, volviendo a los cálculos, hay que desarrollar las ecuaciones (47) y (43). De esta última, se establece que:

$$mL \rightarrow 0,68$$

Sustituyendo en la ecuación principal:

$$Ku \rightarrow 0,87$$

3.7.2. Cálculo de la relación de áreas

A continuación, haciendo referencia a la ecuación (50), se obtiene que la relación entre áreas es:

$$\frac{Af}{At} \rightarrow 0,95$$

3.7.3. Cálculo del rendimiento

A partir de todo lo obtenido anteriormente se aplica la ecuación (49):

$$\eta \rightarrow 0,87$$

3.7.4. Cálculo transferencia de calor por unidad de área

Para este cálculo se usará el mismo principio de analogía eléctrica presentado en el apartado 2.5. La única diferencia es que, para este caso, a la ecuación (14), se ha de aplicar un factor de corrección en el coeficiente de película el cual viene dado por la eficiencia del disipador y la relación de áreas.

$$\frac{q}{A} = \frac{336 - 297,54}{\frac{0,02}{202} + \frac{1}{92,14 * 0,87 * 12,24}} \rightarrow 34212,13 \frac{W}{m^2}$$

No obstante, lo que realmente interesa son los vatios, por ello multiplicando por el área del disipador:

$$q \rightarrow 1512,18 W$$

Si comparamos la energía que es capaz de disipar el nuestro diseño con la que genera el controlador, se puede deducir que no solo es capaz de disipar esa energía, sino que además evitará que se caliente.

4. DISEÑO

4.1. DISEÑO DE LAS TOBERAS

En primera instancia, para el primer diseño de las toberas como ya se ha comentado, se intenta hacer uso de el orificio delantero del carenado. Pues de esta manera además de eliminar el problema de tener que modificar el carenado para la instalación de este conducto, gracias a su localización permitirá que la sección de entrada esté lo bastante expuesta al flujo de aire como para que incida de forma directa.

A partir de esta primera hipótesis y debido a las grandas dimensiones que presenta el SEVCON, con la finalidad de evitar tener un conducto muy robusto, se opta por usar dos conductos que derivaran de la sección de entrada. De esta manera lo que se consigue es tener unas secciones de salida con la mitad de tamaño cada una, lo que además de una clara mejora estética permitirá que el flujo entre en contacto con una mayor cantidad de superficie. Pues cada una de las toberas estará actuando sobre una parte del SEVCON; una lo hará por la parte delantera mientras que la otra actuará por la parte trasera.

Finalmente, para realizar el diseño se han usado las horquillas y el chasis modelado en 3D de la motocicleta actual, así como un diseño 3D del controlador. Estos dos ayudarán a visualizar mucho mejor el espacio del que se dispone y por lo tanto la disposición que deberán tener los conductos.

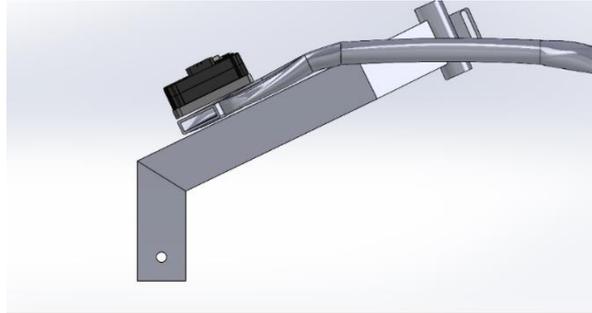


Figura 31. Vista lateral del primer diseno

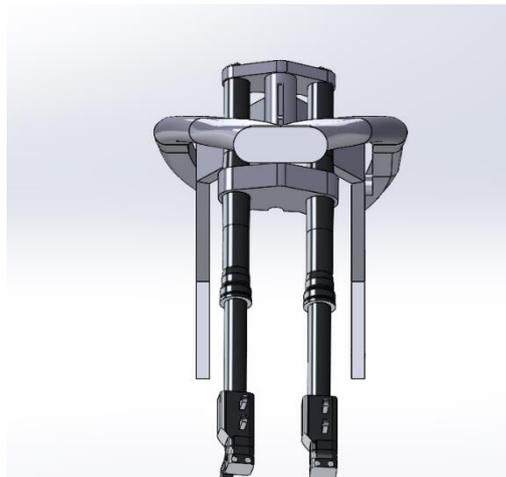


Figura 32. Vista frontal del primer diseno

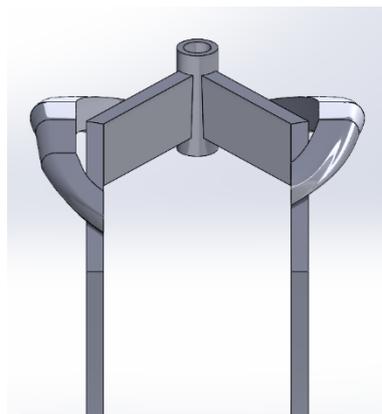


Figura 33. Vista trasera del primer diseno

4.1.1. Simulación

Partiendo de ese primer diseño, se procede con su validación. Esta se realizará mediante un estudio CFD a partir del programa ANSYS. De esta forma se podrá comprobar si las toberas diseñadas son capaces de llegar a las condiciones para las cuales han sido diseñadas.

4.1.2. Mallado

Antes de empezar con la simulación, se procede a ejecutar el mallado del elemento a analizar. Para este caso sería interesante conseguir un tamaño de malla lo más pequeño posible, con la finalidad de conseguir unos resultados muy similares a la realidad. No obstante, la licencia de estudiantes de ANSYS limita el número de secciones en las que se puede dividir la pieza. Por ello se intentará conseguir la mayor precisión posible llegando a las máximas secciones permitidas.

De este modo, se consigue alcanzar un tamaño de malla de 5mm. Además, como se puede ver en la Figura 23 se ha usado una malla variable. La cual aumenta o disminuye las secciones en función de lo que el programa considera los puntos claves a estudiar. Para este caso se observa como en las secciones de salida, el tamaño de la malla es menor mientras que en la sección de entrada la malla tiene el mayor tamaño.

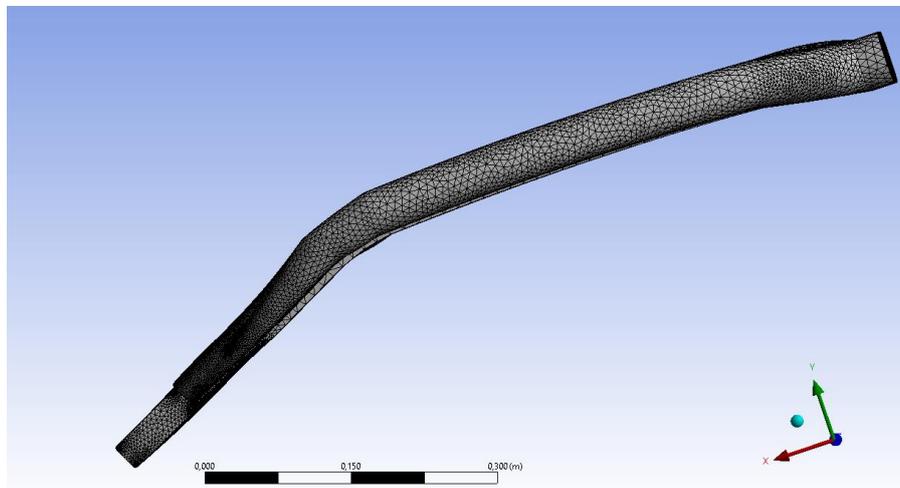


Figura 34. Mallado del primer diseño

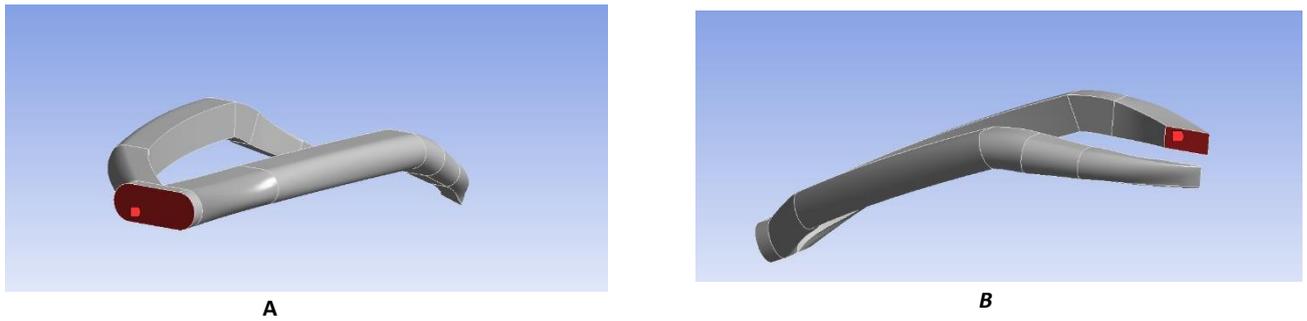


Figura 35. Definición de las secciones. A) Inlet. B) Outlet

Además, se deben definir las secciones de los conductos para indicar al programa como se debe comportar el sistema. Esto se puede ver en la Figura 24.

4.1.3. Set up

Posteriormente al mallado se procede a realizar la configuración del diseño. Para este caso se comprobaron dos tipos de configuraciones distintas:

Por un lado, se estableció como constante el gasto másico tanto a la entrada como a la salida, de esta forma se observa principalmente cómo se comporta la presión a lo largo del conducto. Si se recuerda, en los cálculos se ha tenido en cuenta una única sección de salida, por lo tanto, para esta configuración en particular se deberá dividir el gasto másico calculado a la salida entre dos. De esta forma se tiene un gasto másico de $0,29 \text{ kg/s}$ a la entrada mientras que en la salida para cada sección se tienen $0,145 \text{ kg/s}$.

Por otro lado, con la finalidad de observar si realmente está entrando y saliendo la cantidad de flujo que se necesita, se establece la velocidad media calculada a la entrada ($36,79 \text{ m/s}$) y la presión calculada a la salida ($1,01 \text{ bar}$).

4.1.4. Resultados del análisis

En primer lugar, se analizará el caso donde se fija el gasto másico:

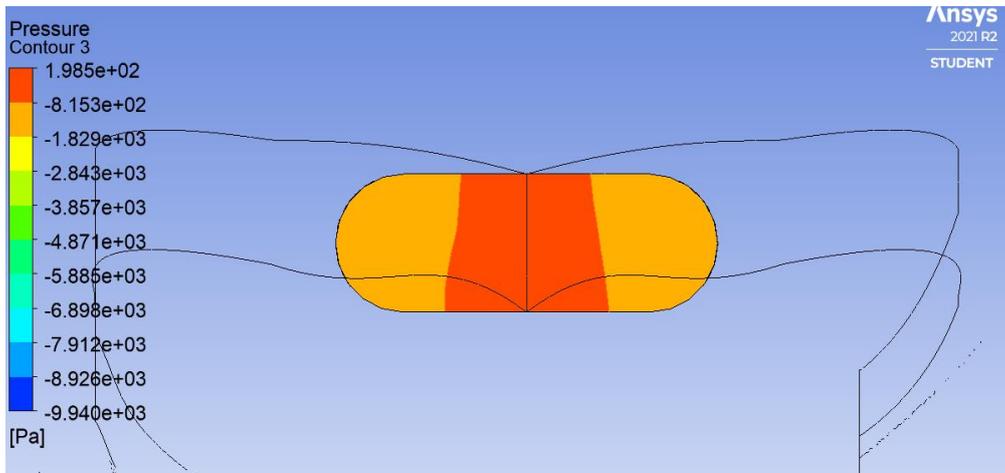


Figura 25. Solución. Visualización de la variación de presión a la entrada

Tal y como representa la figura superior se puede observar como ya desde la entrada, el aire está sufriendo reflujos, posiblemente debido a la geometría del conducto. Ya que, como se deduce de la escala de colores, la cual representa la presión, en más de la mitad de esta sección aparece una presión negativa. Por otro lado, al producirse este reflujos, se produce una concentración de todo el flujo en la parte central de la entrada por lo que se está limitando el paso del aire. En cierto modo se está restringiendo la cantidad de gasto másico que está entrando por lo tanto la presión que se necesitará para llegar al gasto másico establecido ha de ser mucho mayor. De hecho, llega a ser casi el doble de la presión atmosférica.

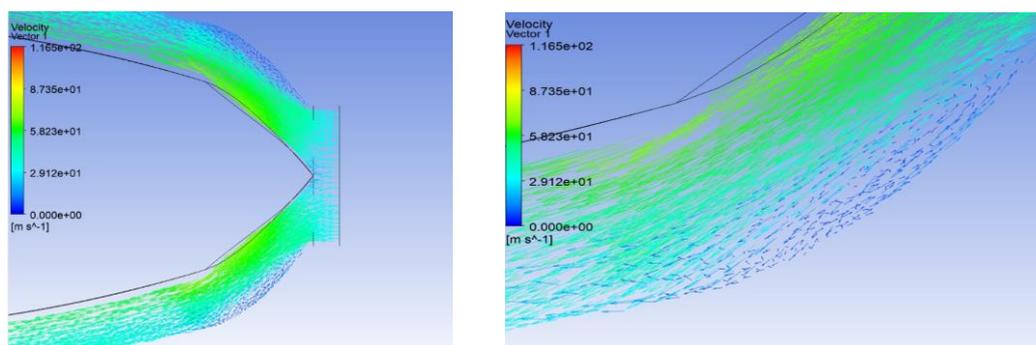


Figura 26. Solución. Visualización comportamiento flujo en la entrada

En estas imágenes, donde se representa el comportamiento del aire (Figura 26), se observa que casi a la entrada de los conductos se está produciendo el reflujo ya nombrado. Tal y como se había supuesto esto es debido a la geometría del conducto.

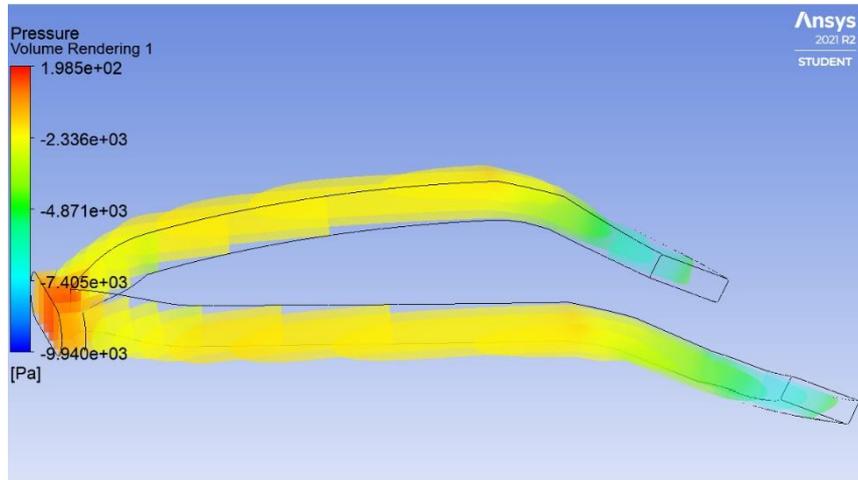


Figura 41. Solución. Visualización de la presión a lo largo del volumen de control

A continuación, en la Figura 27, donde se representa como varía la presión en el volumen de control. Como se ve la presión es negativa a lo largo de todo el conducto llegando a sus máximos valores en las secciones de salida. A partir de esta figura ya se podría descartar el uso de este diseño, pues las pérdidas que se generan a lo largo de este son demasiado grandes. No obstante, se va a analizar en detalle que es lo que está ocurriendo a la salida.

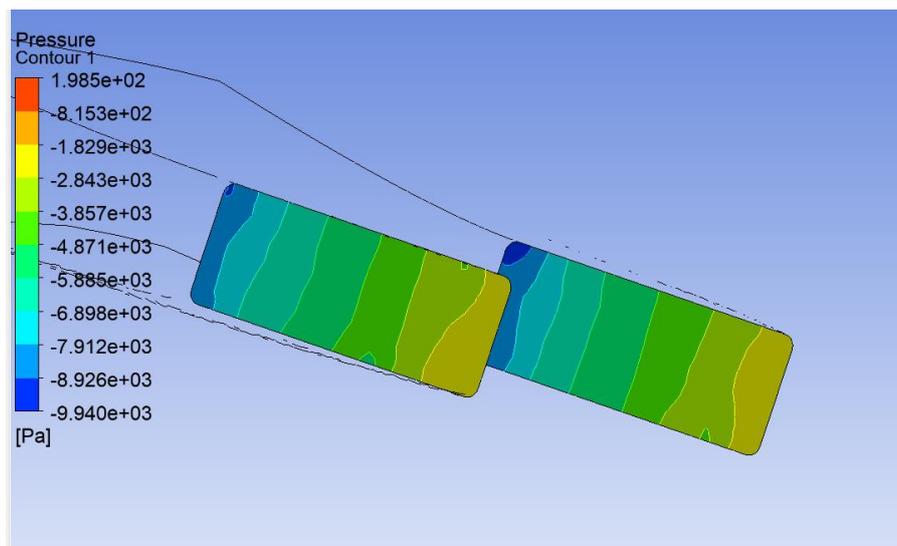


Figura 42. Solución. Visualización variación presión en las secciones de salida

En la Figura 28 se representa cómo se comporta la presión en las secciones de salida, donde en ningún momento es positiva. A partir de esto se llega a la conclusión de que la cantidad de aire que está entrando no es suficiente para llegar al gasto másico definido en la configuración para esta sección. Es por esto, que el programa representa que se necesita de un rechupe por parte del conducto para llegar a este gasto másico. De hecho, tal y como el ANSYS muestra, se valida esta hipótesis, pues el gasto másico medio calculado en cada una de las secciones de salida sale negativo.

Además, también hay que comentar que, si se calcula una media de la velocidad a la salida a partir de este programa, los valores que alcanza son de unos 116,38 m/s. Esto se debe a dichas presiones que están surgiendo, ya que esto también afecta en la densidad la cual disminuye. Por ello, para poder garantizar el gasto másico, se necesita un gran aumento de la velocidad.

En conclusión; al imponer un gasto másico, se están presentando unas condiciones de trabajo no realistas. Lo que indica que el sistema no podrá alcanzar ese gasto másico en condiciones reales.

Una vez concluido con esta simulación se procederá a analizar los resultados para el segundo caso, donde se impone la velocidad a la entrada y la presión a la salida.

En este caso, los resultados se van a centrar en el comportamiento del gasto másico en las diferentes secciones del conducto. No obstante, donde realmente se va a poner el foco es en la salida, pues lo que se quiere, es obtener un gasto másico positivo independientemente de cuál sea el valor. Pues esto demostrará que para unas condiciones reales el conducto a pesar de tener las suficientes pérdidas como para no alcanzar el gasto másico calculado, será capaz de conseguir el mismo gasto másico a la entrada que a la salida.

Para la entrada se obtiene un gasto másico de $0,37 \text{ kg/s}$, un poco mayor a los $0,29 \text{ kg/s}$ que se habían calculado. Mientras que en la salida no se llega a conseguir este gasto másico, pues el resultado es negativo, $-0,19 \text{ kg/s}$.

Con la finalidad de entender mejor lo que está sucediendo, se comprueba como se está comportando el fluido a lo largo del conducto.

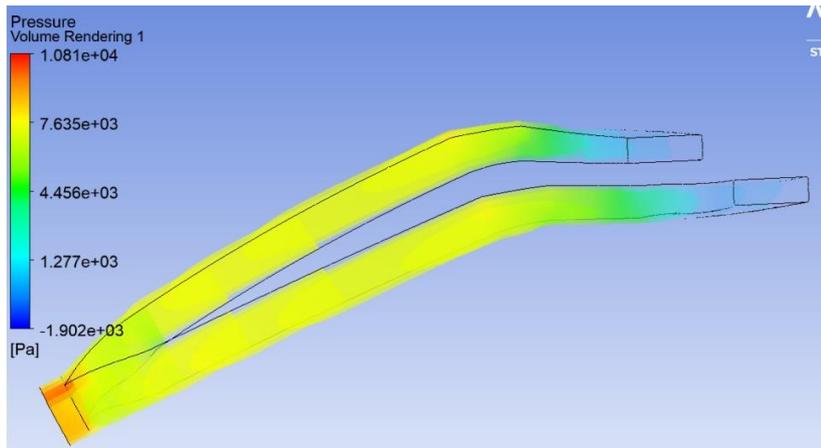


Figura 43. Solución. Visualización de la variación de presión en el volumen de control (configuración ideal)

A partir de esta figura se puede ver como la presión se mantiene positiva a lo largo de todo el conducto a excepción de a la salida. De esta forma se demuestra de una manera clara que el principal problema de este sistema es la forma en la que el conducto incide en el controlador.

Como se puede observar en la Figura 30, el mayor inconveniente se encuentra en la salida. En este punto se encuentran picos de velocidad de hasta 130 m/s. Debido a su disposición, se está creando un codo que disminuye el coeficiente de descarga. Esto da lugar a que, en ciertos puntos, el flujo se desprege del conducto y la velocidad aquí sea nula, provocando rechupes y por lo tanto dichas presiones negativas.

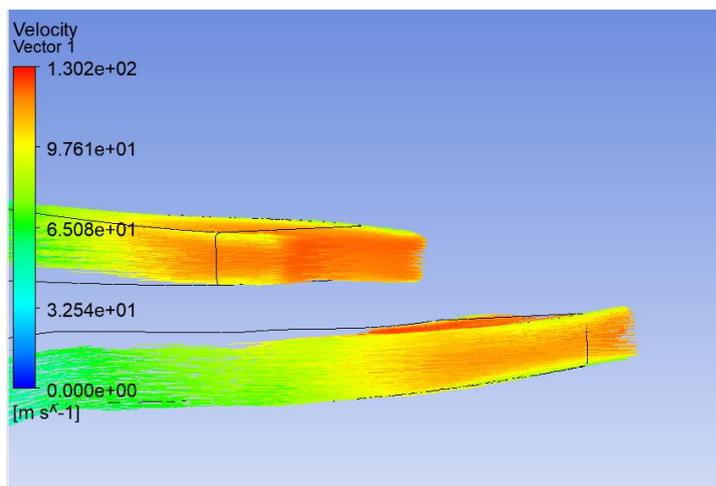


Figura 44. Solución. Visualización de la velocidad del flujo de aire a la sección de salida (configuración ideal)

4.1.5. Diseño final

Debido a la poca eficiencia que presenta la utilización de la cavidad del careando, como ya se ve ha visto en el apartado anterior y tras varios modelos y simulaciones, que se podrán encontrar más detalladas en el ANEJO I, se opta por recortar los conductos. De esta forma lo que se busca es evitar cualquier tipo de pérdida que pueda surgir a lo largo de este y que influya en su buen funcionamiento.

Para este diseño, la entrada se encontrará en el lateral del depósito. Además, para poder solucionar el problema que había en la sección de salida debido al codo que se creaba, lo que daba lugar a un coeficiente de descarga muy bajo. Se decide que la sección no actúe de forma tan directa sobre el SEVCON, como se puede ver en la Figura 31. Esto posiblemente empeore la eficiencia desde un punto de vista teórico, pero evitará los problemas que teníamos y por lo tanto mejorar su comportamiento.

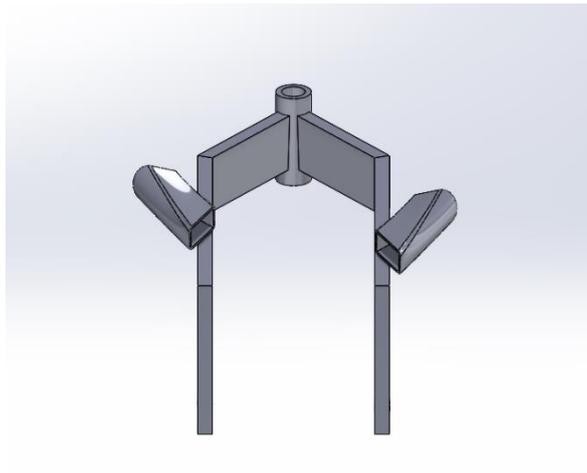


Figura 31. Vista trasera diseño final

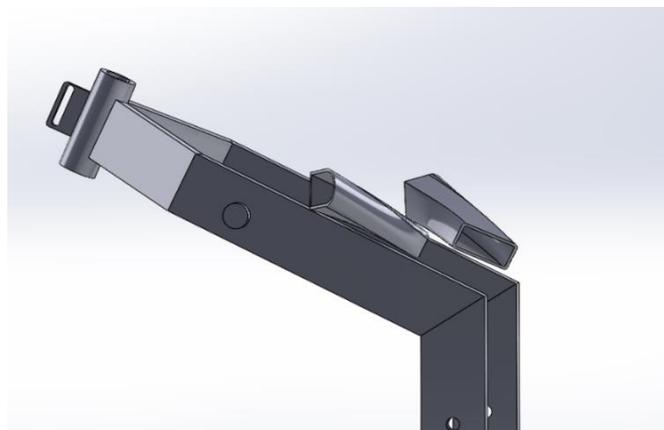


Figura 32. Vista lateral diseño final

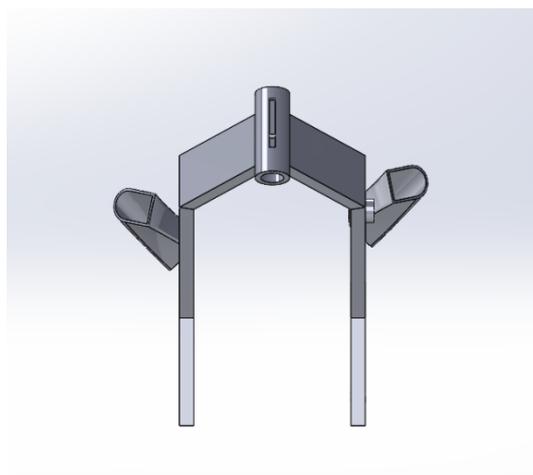


Figura 33. Vista frontal diseño final

4.1.6. Simulación del diseño final.

Para este nuevo prototipo, a pesar de una clara mejora con respecto a los anteriores, siguen apareciendo importantes pérdidas de carga en la sección de salida. Esto se puede ver en el ANEJO I.

Tras los resultados que se han ido obteniendo, se llega a la conclusión de que, debido a la disposición de la moto, las pérdidas que se producen son algo inevitable. Ya que esta no estaba pensada en un principio para refrigerar el controlador y se tiene que adaptar.

Es por esto, que la opción que se plantea para poder cumplir al menos con las condiciones calculadas es aumentar la sección de salida. Y es que las dimensiones de esta, las cuales se habían impuesto desde un principio, son el principal limitante. Pues teóricamente el conducto llegaba a las condiciones que se le habían planteado debido a que en los cálculos no se tiene en cuenta las pérdidas. Sin embargo, al simular se demuestra que sí que las hay, por lo que la sección es insuficientemente grande. De esta forma, teóricamente la velocidad es inferior a la utilizada en los cálculos y como consecuencia afecta de forma negativa en el coeficiente de película. No obstante, evitará en cierta medida resultados incoherentes.

A continuación, se pueden observar los resultados que se han obtenido a partir de este último diseño:

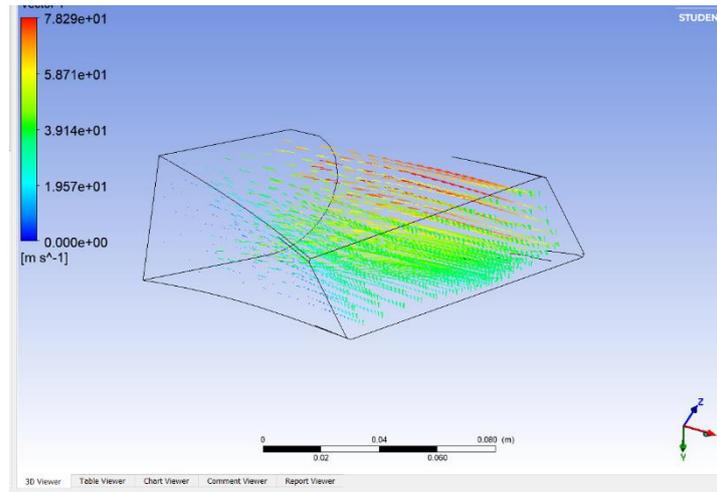


Figura 34. Solución. Velocidad del flujo a lo largo del conducto y velocidad media en la salida

En la Figura 34, donde se representa la velocidad del flujo, se puede ver como en este caso se ha conseguido evitar velocidades demasiado altas a la salida creadas por las pérdidas. De hecho, la velocidad media que se tiene en esta sección es de 36,79 m/s. Velocidad muy parecida a la que se ha calculado.

Por otro lado, en la Figura 35 se demuestra como gracias al aumento de la sección de salida, junto al nuevo diseño del conducto se ha conseguido delimitar las presiones negativas a una única zona de la sección. Donde el coeficiente de descarga sigue siendo pequeño, pero al mismo tiempo inevitable.

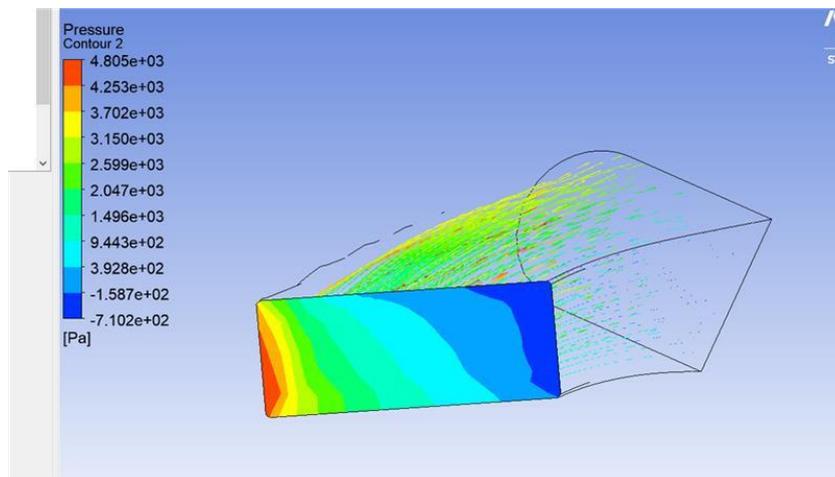


Figura 35. Solución. Variación de presión en la sección de salida

4.2. DISEÑO DEL DISIPADOR

Para el diseño del disipador, en primera instancia se planteó un disipador con las dimensiones exactas al SEVCON, pues de esta forma sería capaz de actuar de forma más homogénea en toda la sección. No obstante, como ya se ha visto, uno de los mayores problemas de los que se parte en este proyecto es la localización del SEVCON y la disposición de los otros componentes de la moto, en la figura inferior se puede observar el problema que se está tratando.

A simple vista se puede observar que esto no es viable, pues el disipador está en contacto con el chasis, así como con los conductos. Por lo tanto, lo que se plantea es reducir la longitud de este, como se ve en la Figura 37.

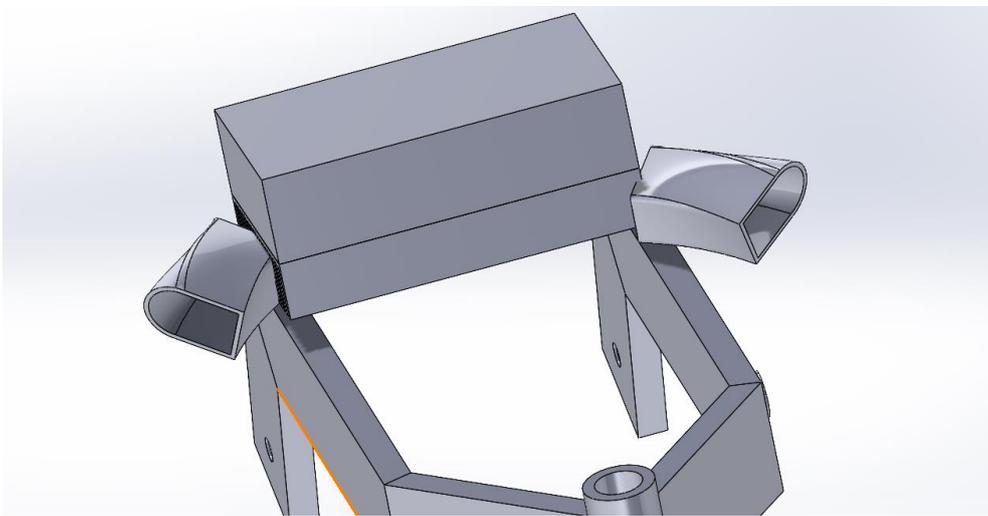


Figura 36. Primer dimensionado del disipador

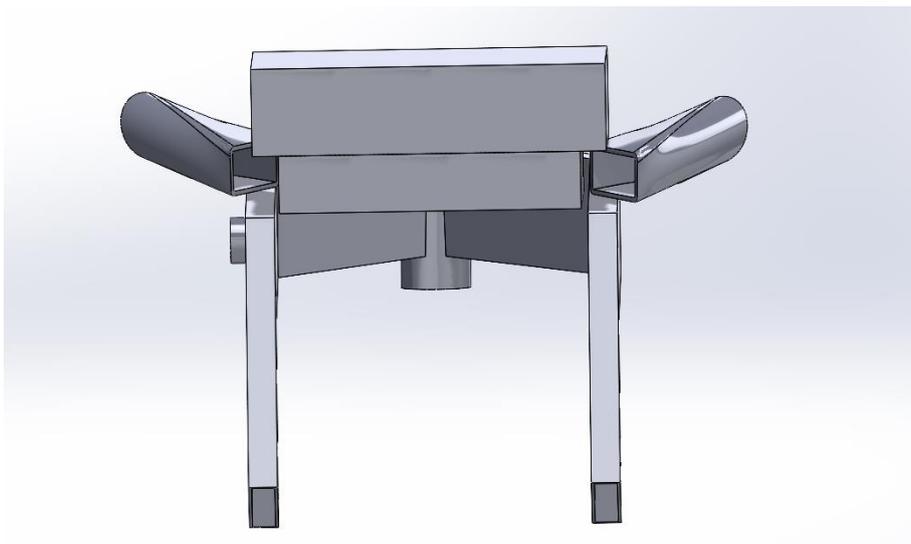


Figura 37. Dimensionado final del disipador

4.2.1. Simulación del disipador

Una vez obtenidas unas condiciones de salida más similares a la realidad, se puede proseguir con la simulación del disipador que se ha diseñado para el controlador. De este modo se podrá obtener una aproximación de la temperatura máxima que alcanzará dicho componente.

Se ha optado por realizar una simulación en ANSYS mediante un estudio CDF (fluent). Para ello, se ha diseñado un túnel de viento mediante el cual se podrá representar un volumen de control donde se observará el comportamiento del fluido y como varía la temperatura a lo largo del sistema. En la figura siguiente se puede observar esto.

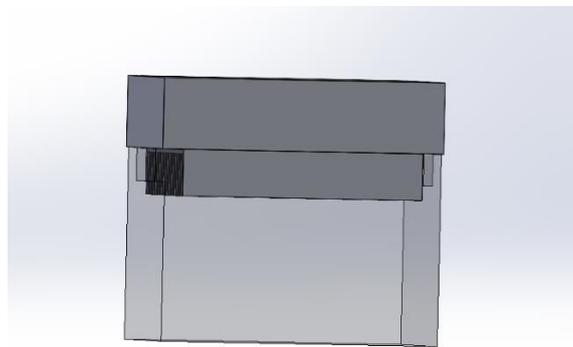


Figura 38. Diseño de túnel de viento

Como se ve en la Figura 38, para que la simulación se asemeje lo máximo posible a la realidad, se han establecido dos secciones de entrada con unas dimensiones iguales a las de las salidas de los conductos.

4.2.2. Mallado

Para que el volumen de control trabaje en unas condiciones parecidas a las que se darán. Se deben establecer varios parámetros, como son; unas paredes, para evitar que el flujo entre y salga por ellas, una entrada de aire, que se dará en los dos lados y unas secciones de salida por donde saldrá el aire. Todo esto, además del SEVCON y del disipador, se puede ver en las imágenes siguientes.

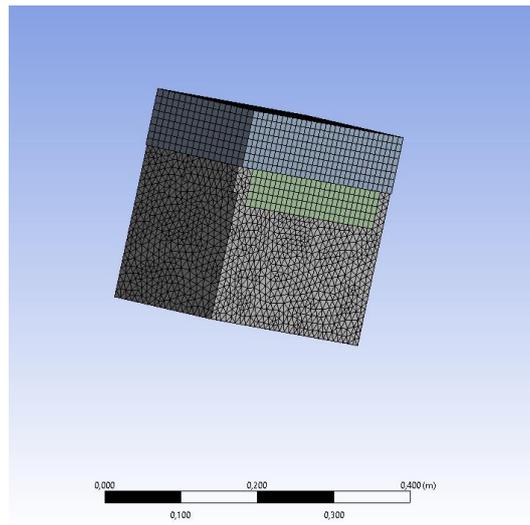


Figura 39. Mallado del conjunto del dissipador

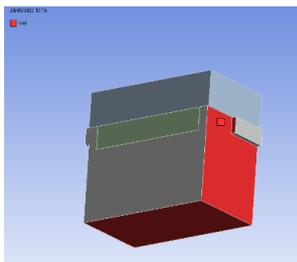


Figura 40. Wall

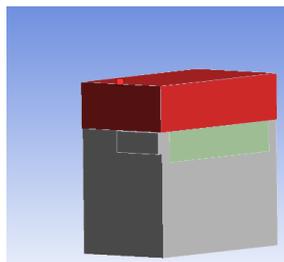


Figura 41. SEVCON

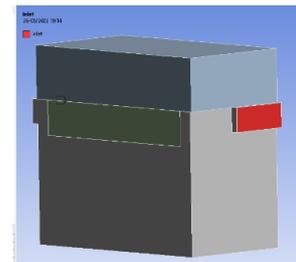


Figura 42. Inlet

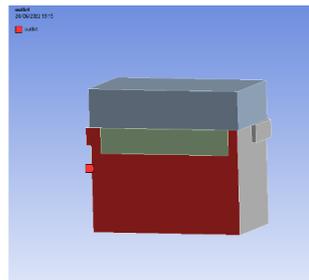


Figura 43. Outlet

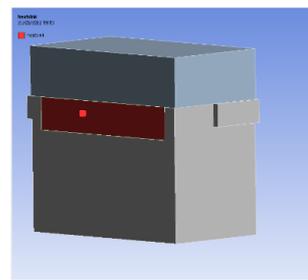


Figura 44. Heatsink

En este caso, para el tamaño de la malla se utilizó un grosor de 4mm, además de una sección de malla variable. De nuevo, se ha intentado tener la máxima precisión dentro de lo que el programa permite.

4.2.3. Set up

Antes de obtener los resultados se deben establecer las condiciones en las que trabajará el sistema. En primer lugar, hay que tener en cuenta que el SEVCON representa una fuente de energía.

La energía desprendida por el SEVCON ha sido calculada con anterioridad en el apartado de los cálculos. No obstante, la energía que se debe aplicar en el ANSYS viene dada en función del volumen, por lo que:

$$\frac{1116,90 \text{ W}}{(0,079 * 0,305 * 0,170)m} = 272670,68 \frac{W}{m^3}$$

Por otro lado, se deberá indicar la velocidad a la que entra el fluido pues esto es algo muy importante dado que en función de esta aumentará o disminuirá la efectividad de la convección. Para acercarse más a la realidad se usará la velocidad de salida que se ha obtenido a partir de las simulaciones de los conductos 36,79 m/s.

4.2.4. Resultados

Una vez hecho esto, se obtienen los siguientes resultados:

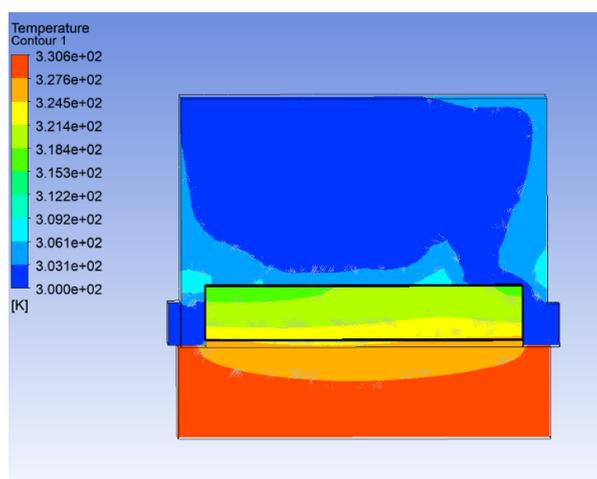


Figura 63. Solución. Variación de la temperatura a lo largo del sistema

A partir de la Figura 45, donde se representa la temperatura a lo largo de una sección del SEVCON, se obtiene que la temperatura máxima que alcanzaría el controlador es de unos 57º. Esto demuestra que el sistema de refrigeración es efectivo pues no supera los 63º que se habían estipulado como margen de seguridad.

Por otro lado, en la Figura 46 se ha querido mostrar cómo se comporta el flujo de aire. De esta forma se puede ver como el flujo llega a todas las partes del disipador.

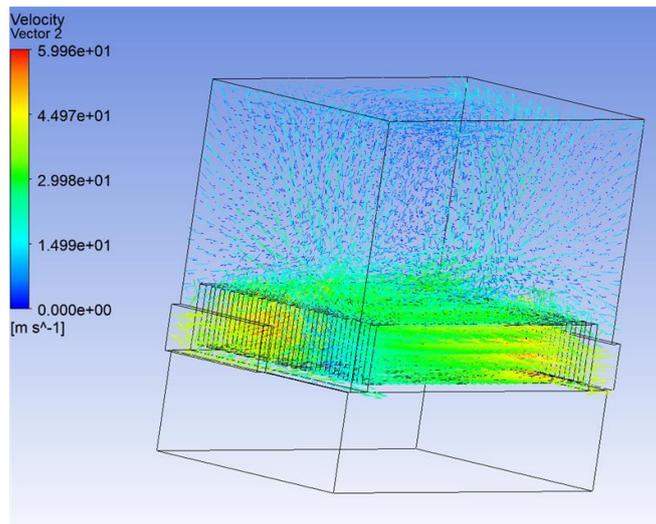


Figura 64. Solución. Comportamiento del flujo de aire dentro de la caja

Finalmente, con la intención de contemplar todas las posibilidades se realiza otra simulación donde la disposición de los conductos no quede descentrada. Esto se debe a que en primera instancia se dedujo que la opción de descentrar los conductos sería más eficiente, pero uno de los beneficios de este tipo de simulaciones es que nos permite contemplar otros casos.

Siguiendo el mismo procedimiento, se obtiene:

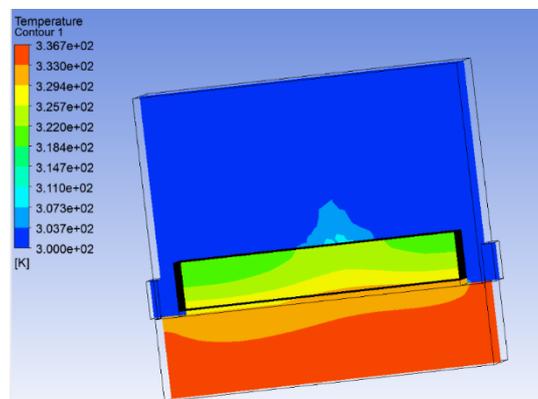


Figura 65. Solución. Variación temperatura a lo largo del sistema

Como se puede observar es menos eficiente pues la temperatura máxima del controlador para este caso llega a los 63°C. De esta forma queda resuelto el porqué de colocarlos descentrados.

5. SELECCIÓN DEL MATERIAL Y DE SU PROCESO DE FABRICACIÓN

5.1. TOBERAS

5.1.1. Proceso de fabricación

Para poder dar con el proceso de fabricación más idóneo para el sistema de toberas, se ha realizado una preselección, teniendo en cuenta ciertas características de la pieza que son determinantes para la elección. Por ello, el proceso debe ser capaz de aportar una forma hueca 3D, una tolerancia y rugosidad bajas y que trabaje con polímeros y materiales compuestos, pues se requiere de poco peso para esta pieza y como se trata de un prototipo no se requiere de un proceso en cadena.

A partir de esto se han obtenido una serie de procesos posibles:



Otro punto de elevada importancia, pues nos ayudará a reducir la cantidad de procesos entre los cuales elegir, es el económico. Si se habla de bajo coste, las mejores opciones son la impresión 3D y la inyección del material. Debido a que en el equipo se tiene acceso ilimitado a las impresoras 3D se puede considerar como el proceso más accesible y por lo tanto será la elección final.

De todas las impresoras 3D de las que dispone la universidad se ha seleccionado la *Stratasys Dimension 1200es* pues esta es capaz de aportar un buen acabado superficial. Esto es muy importante, ya que se quieren tener las mínimas pérdidas posibles de flujo a través del conducto para no disminuir su eficiencia.



Figura 66. Impresora Stratasys Dimension 1200es

Ficha técnica de la impresora 3D Dimension 1200es:

Características	Especificaciones
Material del modelo	ABSplus
Tamaño de construcción	254x254x305 mm (10x10x12 in)
Espesor de la capa	0,254mm (0,010 pulgadas) o 0,330mm (0,013 pulgadas)

Tabla 10. Ficha técnica de la impresora seleccionada

Por otro lado, a partir de la Figura 49 se puede observar de forma más definida los datos aportados por el programa Ultimaker Cura. Gracias a este programa, se puede conocer cuál es nuestro espacio disponible y por lo tanto si este será suficiente para imprimir ambos conductos a la vez. Tal y como se ve, además de observarse que los dos conductos caben dimensionalmente, se puede observar la manera en la que se dispondrán para su impresión.

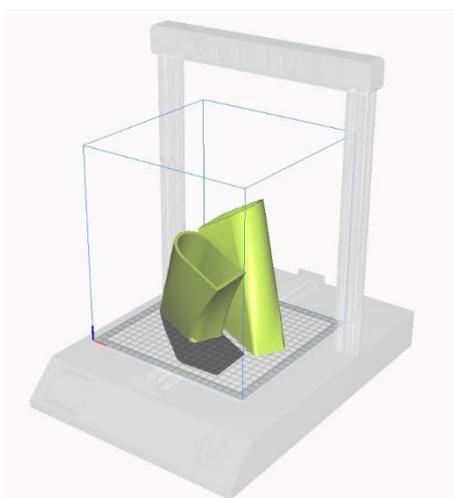


Figura 49. Disposición de los conductos en Ultimaker Cura

Por otra parte, para que el acabado superficial sea el mejor posible, la velocidad de impresión se pondrá muy baja y las capas tendrán un espesor de 0.16mm. Lo que conllevará que el tiempo de demora aumente.

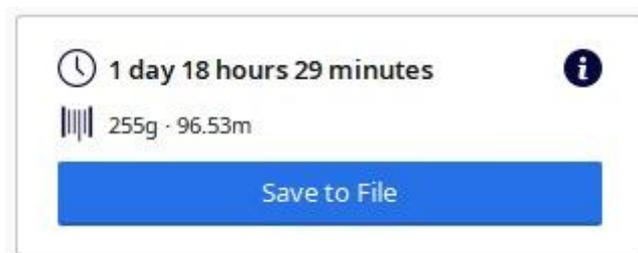


Figura 50. Tiempo y cantidad de material a utilizar

5.1.2. Selección del material

Este proyecto tiene como misión ser usado en una motocicleta de competición por lo que, en cuanto al material a utilizar, una de las propiedades más importantes que se deben tener en cuenta es el peso, es decir, se buscará un material de baja densidad.

Así como su temperatura máxima de servicio que, aunque si bien es cierto que no será un parámetro muy limitante, no hay que olvidar la existencia de esta.

Por otro lado, un punto muy importante sería el económico, tanto desde el punto de vista del material como desde el proceso de fabricación como ya se ha comentado.

Además, si se tiene en cuenta la verdadera función de este sistema, se entiende que las sollicitaciones que debe presentar el material no son muy exigentes por lo que, algunos de los materiales más utilizados en la impresión 3D que se nombran en la tabla 11, son más que suficientes.

Por lo tanto, atendiendo a los requisitos anteriores se ha proseguido, mediante el software "GrantaEduPack", a la comparación de diversos materiales. A continuación, se presenta una tabla donde se observan algunas de sus propiedades:

	Densidad (kg/m^3)	Máxima temperatura en servicio ($^{\circ}C$)
Polímero ABS	1,03 – 1,06 ³	62,9 – 76,9
Polímero PLA	1,24 – 1,27 ³	44,9 – 54,9
Polímero PEEK	1,3 – 1,32 ³	239 – 260
Polímero POM o Acetal	1,39 – 1,41 ³	82,9 – 96,9
Material compuesto CFRP	1,5 – 1,6 ³	140 – 220

Tabla 11. Tabla comparativa de densidades y las máximas temperaturas en servicio de los diferentes materiales

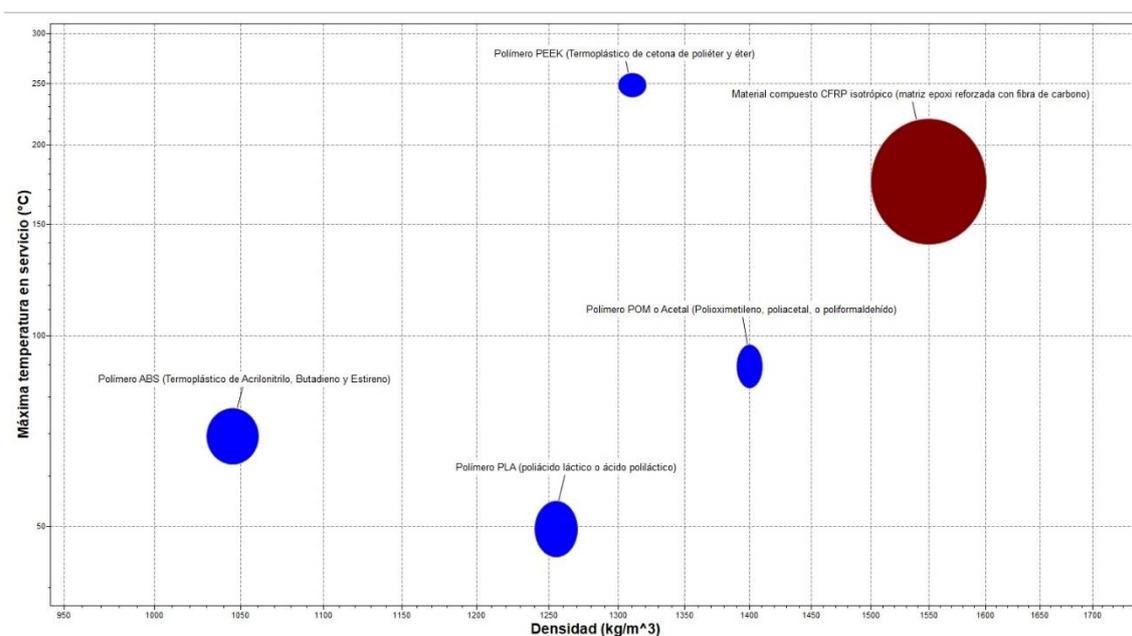


Figura 51. Representación de la temperatura máxima en servicio en función de la densidad

En la Figura 51, se procede a la comparación de la densidad frente a la máxima temperatura en servicio. Se puede observar como aquellos materiales cuya densidad es mayor también tienen un mejor comportamiento a temperaturas más elevadas como por ejemplo el Polímero PEEK. No obstante, hay que tener en cuenta que las temperaturas que se conseguirán en la motocicleta no son tan elevadas por lo que sería más conveniente fijarse en aquellos cuya

densidad es menor y que aun así resistan temperaturas que se acerquen más a las de trabajo del proyecto. Como son; el POM, y el ABS que rondan entre los 70 y 100 °C.

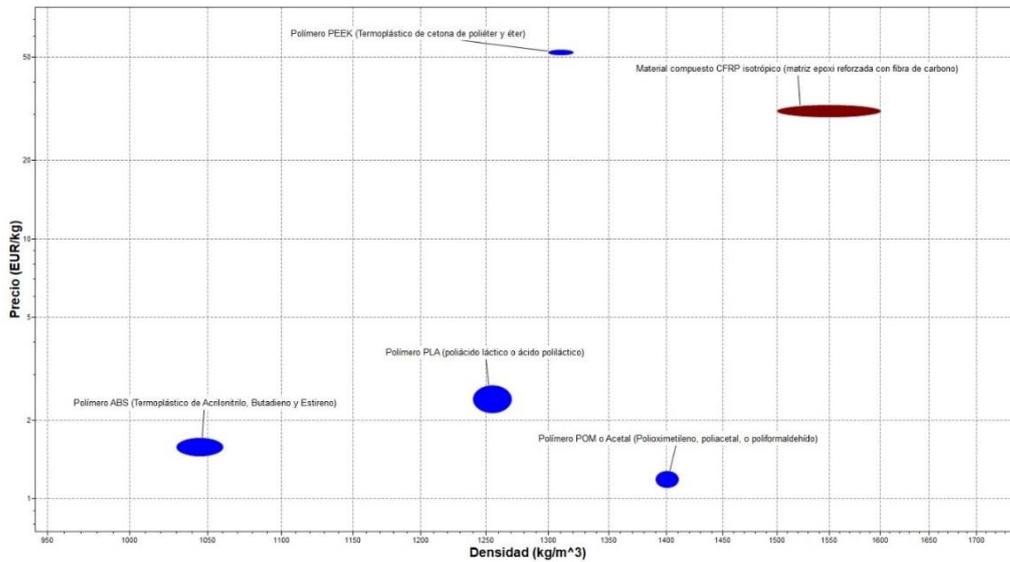


Figura 52. Representación del precio en función de la densidad

Aquí, podemos observar una comparativa entre la densidad y el precio del material. El tema económico es algo que se debe premiar, pues en este tipo de proyectos el dinero no es ilimitado. Si se presta atención a la gráfica, los polímeros menos densos son aquellos cuyo precio es menor, mientras que el PEEK y el Material compuesto se distancia mucho.

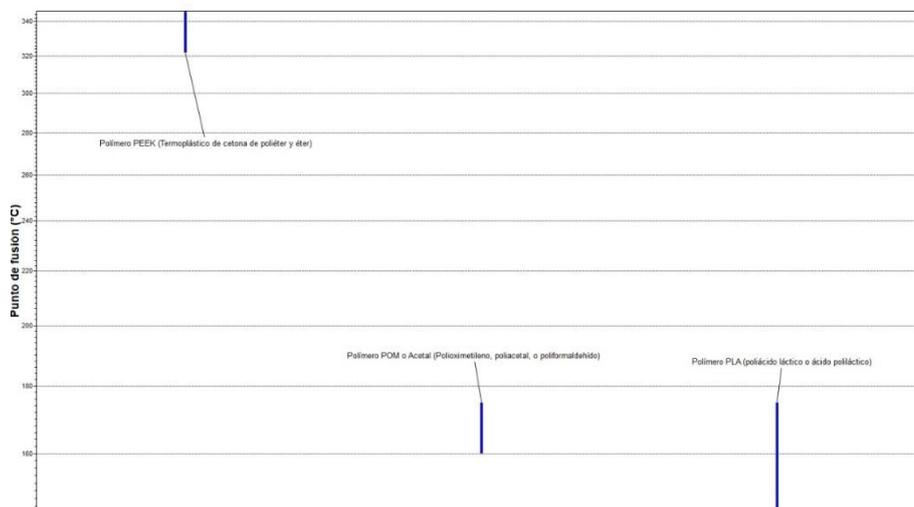


Figura 53. Representación del punto de fusión

Por último, en la Figura 53, se han querido comparar los puntos de fusión de los materiales para ver cuál es la dificultad de conformado de estos. Como se observa en la figura, el Polímero PEEK necesita llegar a temperaturas muy elevadas para su fundición, mientras que el POM y el PLA necesitan temperaturas mucho más bajas. Lo que facilita su conformado. Por otro lado, a pesar

de que en el programa no aparezcan el ABS ni el Material compuesto, se deduce que el ABS tiene una temperatura de fusión cercana a los 200 °C por ello, se puede afirmar que no presenta una eleva dificultad, al igual que el material compuesto, que a pesar de que varía según el fabricante de las impresoras se encuentra en torno a los 240°C.

5.1.3. Conclusión

Analizando los materiales expuestos y sus propiedades se puede considerar que aquellos materiales que presentan una mayor densidad son más tenaces y con mayor capacidad para resistir altas temperaturas, como son el PEEK y el Material compuesto. Sin embargo, las solicitudes que se piden para estos conductos no son tan elevadas y además su elevado precio y la dificultad que presentan para su conformado los descarta por completo.

Por otra parte, los materiales restantes son todos válidos, pero como se observa, el POM, a pesar de su reducido precio tiene una densidad no muy destacable comparándola con el ABS y el PLA. Por lo que el POM quedaría eliminado de la selección.

Finalmente, si se contemplan los datos de la Figura 53 vemos que el PLA trabaja a temperaturas muy bajas y esto podría ocasionar problemas, puesto que, aunque no sean muy elevadas las temperaturas presentes en el prototipo hay módulos cercanos a estos conductos que superan estas temperaturas.

Como consecuencia el polímero a usar será el ABS ya que es el que mejor cumple con las especificaciones que se buscan.

5.2. DISIPADOR

5.2.1. Material

En este caso se empezará por la selección del material, pues para las toberas el proceso de fabricación prevalecía sobre el material.

Si se habla de disipadores, una de las características más importantes que debe presentar este elemento es la capacidad que tiene el material para conducir el calor, conductividad térmica. Pues este material tenderá a calentarse y a enfriarse más rápidamente, algo interesante, pues su función es extraer el calor rápidamente y enfriarse a su vez gracias al flujo de aire.

Por ello, se deberán tener en cuenta todos aquellos materiales con mayor conductividad térmica. A continuación, se puede observar una tabla con algunos de estos materiales:

Material	Conductivitat tèrmica ($W/m \cdot K$)
Diamante	2300
Plata	410
Cobre	380
Oro	308
Alumini	237

Tabla 12. Representación de los materiales con mayor conductividad térmica

Lógicamente, por factor económico, tanto el diamante como el oro quedan descartados. Por otra parte, aunque la plata tenga una conductividad térmica elevada, es un metal precioso y también sigue siendo demasiado caro. Además, la plata en su forma natural no se puede usar, por lo que se debería tratar.

Por lo tanto, las dos opciones restantes serían el cobre y el aluminio. No obstante, a pesar de que el cobre es un material común y no destaca por ser excesivamente caro, sigue siendo más caro que el aluminio. A esto hay que añadirle que el cobre pesa tres veces más que el aluminio y como es conocido, el peso es algo muy importante en el mundo de la competición.

Como consecuencia de todo lo expuesto el material óptimo para el disipador es el aluminio ya que cumple con todos los requisitos que se buscan; bajo precio y ligero.

5.2.2. Proceso de fabricación

Para la elección del proceso se ha utilizado la herramienta *GrantaEdupack*, donde se han introducido las características que tiene la pieza. Una vez establecido esto, el programa ha elegido de entre todos los procesos aquellos más compatibles:



De todos estos, solo unos pocos son útiles para el diseño requerido; fresado, mecanizado electroquímico y el mecanizado por chorro abrasivo. No obstante, la elección del proceso no depende sino de la empresa la cual vaya a mecanizar la pieza que en este caso lo realizará mediante fresado.

6. PRESUPUESTO

En este punto se va a desglosar todos los costes relacionados con el trabajo.

Para calcular el precio total de este proyecto, se deberán tener en cuenta los materiales a utilizar; como son el ABS para los conductos y el aluminio para la placa del disipador, los procesos de fabricación; entre los que se encuentran el fresado y la impresión 3D, en la cual además de los costes por hora de la impresión, se deberá tener en cuenta unos costes de preparación de la impresión y unos costes de postprocesado, los cuales se ven reflejados en el presupuesto como suplementos.

Además, se ha de considerar también por un lado el trabajo de ingeniero, así como el coste de las herramientas empleadas para su elaboración, como son las licencias de Software, de estas no se cargará un coste completo, sino un porcentaje de amortización y las pruebas en el banco para obtener la información necesaria para los cálculos.

MATERIALES			
	Cantidad (ud.)	Precio (€)	Total (€)
ABS	1	17,95	17,95
AW5083H111	1	75,23	75,23

PROCESOS DE FABRICACIÓN				
	Cantidad (h)	Precio (€/h)	Suplementos (€)	Total (€)
Fresado	0,5	48,25	-	24,13
Impresión 3D	42,5	0,46	65,48	85,03

HERRAMIENTAS			
	Cantidad (ud.)	Precio (€)	Total (€)
Licencias Software	2	-	2265
Pruebas en banco	6	34	204

PRECIO POR INGENIERÍA			
	Cantidad (h)	Precio (€/h)	Total (€)
Diseño y simulación	450	15,38	6921

Coste	Precio (€)	Precio (€/unidad)
Materiales	93,18	-
Procesos de fabricación	109,16	-
Herramientas	2469	-
Precio por ingeniería	6921	-
TOTAL	9592,34	202,34

Tabla 13. Presupuesto

El coste total del proyecto asciende a **nueve mil quinientos noventa y dos euros con treinta y cuatro céntimos**.

7. CONCLUSIONES

A lo largo de este proyecto se ha ido demostrando como las condiciones que se dan en la realidad pueden influir en gran medida en los objetivos preestablecidos. Este trabajo se concibió con una idea muy definida de cómo iba a ser el sistema, empezando por la sección de entrada, la cual se iba a situar en la parte delantera del carenado. No obstante, a partir de las simulaciones realizadas mediante el software ANSYS, esto se ha ido desmontando debido a la imposibilidad de llegar a las condiciones requeridas. Por lo tanto, se ha demostrado que, aunque los cálculos teóricos sean óptimos, no tienen en cuenta ciertos factores como pueden ser las pérdidas ocasionadas por el propio conducto.

Sin embargo, a pesar de no haber cumplido con uno de los objetivos parciales, se ha conseguido obtener un diseño funcional, el cual gracias a las simulaciones en ANSYS que se han ido realizando se ha ido acotando hasta llegar al diseño más óptimo. Por otra parte, uno de los objetivos parciales era diseñar un disipador para el controlador el cual, junto a los conductos conseguiría mejorar el rendimiento del SEVOCN. Este conjunto ha sido validado mediante la herramienta CFD demostrando que el sistema es más que eficiente.

También hay que destacar que desde un punto de vista económico se ha alcanzado el objetivo. Gracias a una selección de materiales cuyo precio no es desorbitado a pesar de la notable subida de estos, así como unos procesos de fabricación simples, el precio no supondrá un problema para el equipo.

8. BIBLIOGRAFÍA

Libros

1. Torregrosa Huguet, Antonio José; Galindo Lucas, José; Climent Puchades, Héctor; (2001). Ingeniería Térmica: Fundamentos De La Termodinámica. 1st ed. Editorial Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.
2. Chapman, Alan J., (1977). Transmisión del Calor. 4a. ed. Editorial Madrid: Interciencia.

Proyectos de fin de grado

1. Fernández Sanus, D,David; (2020). Diseño del sistema de admisión por airbox para una moto de competición Motostudent. Universitat Politècnica de València, Campus de Alcoy.

Páginas Web

1. Nick Connor; (2019). ¿Qué es la capa límite? Definición <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-capa-limite-definicion/>
2. Desconocido. 1ra Ley de la Termodinámica https://navarrof.orgfree.com/Docencia/Termodinamica/1Ley/1ra_ley.htm
3. Wiki, Departamento De Física Aplicada III. Universidad de Sevilla. http://laplace.us.es/wiki/index.php/N%C3%BAmero_de_Mach
4. (2015). Número Mach... y lección magistral <https://greatbustardsflight.blogspot.com/2015/02/numero-mach-y-leccion-magistral.html>
5. Héctor; (2015). Controlador. <https://www.bikelec.es/blog/controlador/>
6. San Luis B. Tolentino Masgo, Omar González Campos;2021. Análisis numérico del flujo sobre expandido en la tobera cónica experimental ULA-1B fuera de diseño. <file:///C:/Users/pablo/Downloads/Dialnet-AnalisisNumericoDelFlujoSobreexpandidoEnLaToberaCo-8047661.pdf>
7. Inmaculada Fernández Diego, Severiano F. Pérez Remesal, Carlos J. Renedo Estébanez. Termodinámica y Termotecnia. Dpto. de Ingeniería Eléctrica y Energética. <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1179/course/section/1440/T%2005%20OCW.pdf>
8. Prof. Franz Raimundo. Superficies Extendidas. <http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/franz/index.html/TC/ALETAS.pdf>
9. Norman Rivera; (2014). Superficies extendidas (aletas). <https://pt.slideshare.net/nriverapazos/superficiees-extendidas-aletas?ref=>

10. Desconocido. Ejemplos de conductividad térmica. <https://www.quimicas.net/2019/10/ejemplos-de-conductividad-termica.html>
11. Rodrigo Alonso; (2021). Si el cobre es mejor que el aluminio, ¿por qué no hacen todos los disipadores de cobre? <https://hardzone.es/tutoriales/componentes/aluminio-cobre-disipadores/>
12. Juan Manuel Rodríguez Prieto. Transferencia de calor cap.3. https://juanrodriguezprieto.files.wordpress.com/2014/02/tc_cap31.pdf
13. Kit Elec Shop <https://www.kit-elec-shop.com/gb/three-phase-controllers/2287-SEVCON-three-phase-controller-gen4-4865-48v-650a-size-6.html>
14. Desconocido; (2016). Transferencia de calor en aletas. <http://transferenciadecoloradriespinoza.blogspot.com/2016/01/transferencia-de-calor-en-aletas.html>
15. Miguel Arturo Meza;(2015). Aletas de transferencia de calor. <https://es.slideshare.net/miguelarturomeza/aletas-de-transferencia-de-calor-52604161>
16. Desconocido; (2017). Conducción de calor en una aleta de enfriamiento. <http://t-2017.blogspot.com/2017/04/conduccion-de-caloren-una-aleta-de.html>
17. Rubi González, (2022). Gráfico de eficiencia de aletas. <https://www.studocu.com/es-mx/document/universidad-de-guadalajara/transferencia-de-calor/grafico-de-eficiencia-de-aletas/24354707>
18. Gen4, Applications Reference Manual. <https://www.thunderstruck-ev.com/images/Gen4%20Product%20Manual%20V3%204.pdf>

Normativa

1. (2022). Reglamento De La Competición (Rev.12/2021). VII Competición Internacional MotoStudent.