



Universidad  
Carlos III de Madrid

## TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

# COLECTOR SOLAR FRESNEL DE AIRE COMPRIMIDO

---

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**Escuela Politécnica Superior**

**Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos**

**Autor:** Sandra Poza Miguel

**Tutor:** Dr. D. Antonio Lecuona Neumann

**Leganés , Septiembre 2016**



*El progreso y el desarrollo son imposibles si uno sigue haciendo las cosas tal como siempre las ha hecho.*

*Wayne W. Dyer*

## **AGRADECIMIENTOS**

Quisiera dedicar este proyecto las dos personas que más han hecho por mi a lo largo de mi vida, mis padres. Gracias a su esfuerzo y cariño he conseguido llegar hasta este momento, y por ello, este proyecto es en parte suyo.

Igualmente me gustaría agradecer al resto de mi familia y amigos, a todos aquellos que me alegran cada día, y que hacen mi vida un poquito mejor.

Por ultimo me gustaría dedicar un agradecimiento especial a mi tutor y guía en este proyecto, Antonio Lecuona, por permitirme realizarlo, por el tiempo y paciencia dedicados y sobre todo, por lo mucho que me ha enseñado a lo largo de su realización.

A todos estos, Gracias.



# Índice General

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES .....</b>	<b>III</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>VI</b>
<b>OBJETIVOS .....</b>	<b>VII</b>
<b>1. Introducción .....</b>	<b>1</b>
1.1 Problema energético mundial.....	1
1.2 Fuentes de energías.....	1
1.2.1 <i>Energías Fósiles</i> .....	1
1.2.2 <i>Energía Nuclear</i> .....	3
1.2.3 <i>Energías Renovables</i> .....	3
1.3 Ventajas e inconvenientes de los tipos de energías.....	5
1.3.1 <i>Combustibles fósiles</i> .....	5
1.3.2 <i>Energías renovables</i> .....	6
1.3.3 <i>Energía nuclear</i> .....	6
1.3.4 <i>Muertes anuales por diferentes tipos de energía</i> .....	7
1.4 Consumo energético .....	9
1.5 Reservas energéticas.....	12
1.5.1 <i>Carbón</i> .....	12
1.5.2 <i>Petróleo</i> .....	13
1.5.3 <i>Gas natural</i> .....	14
1.5.4 <i>Combustible nuclear</i> .....	14
1.6 Situación energética en España.....	14
1.6.1 <i>Balance energético</i> .....	15
1.6.2 <i>Energías renovables en España</i> .....	16
<b>2. Energía solar.....</b>	<b>18</b>
2.1 Radiación solar.....	18
2.2 Sistemas de aprovechamiento de energía.....	19
2.2.1 <i>Energía solar fotovoltaica</i> .....	19
2.2.2 <i>Energía solar térmica</i> .....	19
2.2.2.1 Concentradores de torre.....	20
2.2.2.2 Concentradores de disco.....	21
2.2.2.3 Concentradores cilíndricos-parabólicos .....	21
2.2.2.4 Concentradores Fresnel.....	22
2.3 Futuro y Necesidad de I+D .....	22
<b>3. Características de la instalación .....</b>	<b>24</b>
3.1 Requisitos de diseño .....	24
3.2 Tecnología Fresnel.....	26
3.2.1 <i>Sistemas de reflexión y captación</i> .....	26
3.2.2 <i>Geometría y pérdidas ópticas</i> . .....	27
3.2.3 <i>Eficiencia</i> .....	28
3.3 Mercado del Fresnel de media temperatura.....	31

3.3.1	<i>Soltigua</i> .....	31
3.3.2	<i>Novatec Solar</i> .....	31
3.3.3	<i>Industrial Solar</i> .....	32
3.3.4	<i>Abengoa Solar</i> .....	32
3.4	Colector fresnel LF-11.....	33
<b>4.</b>	<b>Cálculos previos.....</b>	<b>35</b>
4.1	Condiciones iniciales.....	35
4.2	Rendimiento del colector .....	35
4.2.1	<i>Obtención de los coeficientes <math>a_0</math>, <math>a_1</math> y <math>a_2</math></i> .....	36
4.2.2	<i>Calculo del rendimiento</i> .....	40
4.3	Propiedades del aire.....	40
4.4	Parámetros adimensionales y coeficiente de convención .....	41
4.5	Calculo de la longitud, temperatura de la pared y rendimiento. ....	43
4.6	Cálculos con aletas.....	45
<b>5.</b>	<b>Estudio paramétrico .....</b>	<b>49</b>
5.1	Variaciones respecto del número de aletas .....	49
5.1.1	<i>Pérdida de carga</i> .....	50
5.2	Variaciones en función del diámetro .....	53
5.3	Distribución de temperaturas.....	55
5.4	Pérdida de presión estática y de remanso.....	59
5.4.1	<i>Calculo velocidades</i> .....	59
5.4.2	<i>Calculo de presiones</i> .....	61
5.5	Acoplamiento de un difusor.....	62
5.5.1	<i>Potencia del ventilador</i> .....	63
5.5.2	<i>Geometría del difusor</i> .....	66
5.6	Variaciones con la presión.....	67
<b>6.</b>	<b>Obtención de potencia .....</b>	<b>69</b>
6.1	Ciclo Brayton.....	69
6.1.1	<i>Compresión</i> .....	70
6.1.2	<i>Adicción de calor:</i> .....	71
6.1.3	<i>Expansión</i> .....	72
6.2	Variación con la presión.....	73
<b>7.</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>75</b>
7.1	Resumen de resultados: .....	75
7.2	Ánalysis de resultados.....	76
7.3	Futuros trabajos.....	77
<b>8</b>	<b>Presupuesto .....</b>	<b>78</b>
<b>Bibliografía .....</b>		<b>82</b>
<b>Anexo 1: Hoja de Mathcad de cálculos generales.</b>		<b>85</b>
<b>Anexo 2: Hoja de Mathcad para las variaciones en función del número de aletas.</b>		<b>93</b>
<b>Anexo 3: Hoja de Mathcad para las variaciones en función del diámetro.</b>		<b>97</b>
<b>Anexo 4: Tabla de propiedades termofísicas del aire.....</b>		<b>101</b>

## Índice de ilustraciones

Ilustración 1.1 Muertes por TWh producido por cada fuente de energía hulla (azul), lignito (naranja), turba (amarillo), petróleo (verde), gas (granate), nuclear (azul claro), bioenergía (verde oscuro), hidroeléctrica (verde claro), eólica (morado). Fuente: (Wang, 2013).....	8
Ilustración 1.2. Evolución del consumo de energía primaria en el mundo (1990-2001). Fuente: B.P Statistical Review of World Energy (Endesa, 2014).....	9
Ilustración 1.3. Consumo energético por fuentes. 1993, 2011, 2050. Fuentes: WEC Survey of Energy Resources 1995, World Resources Energy 2013 y WEC World Energy Scenarios to 2050. (World Energy Council, 2013).....	10
Ilustración 1.4. Distribución consumo de energía primaria en el mundo por fuentes, 2011. Fuente: B.P Statistical Review of World Energy. (Endesa, 2014).....	11
Ilustración 1.5. Evolución del consumo de energía primaria en España (1990-2012). Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Turismo (Endesa, 2014) .....	15
Ilustración 1.6 Evolución del consumo de energía final en España por fuentes (1990-2012). Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Turismo. (Endesa, 2014) .....	15
Ilustración 1.7. Consumo de energía primaria en España en 2013 Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Turismo.....	16
Ilustración 1.8. Consumo de energía final y producción de electricidad en España en 2013 Fuentes: Ministerio de Industria, Energía y Turismo y Red Eléctrica Española.....	17
Ilustración 2.1 Esquema de una instalación (García Garrido, 2013) solar Fuente: (solar-energia.net, 2015) .....	20
Ilustración 3.1. Tipos de captadores para distintos rangos de temperaturas Fuente: Solar Energy for Leather and Tanning Industries, 17th of December 2009 .....	25
Ilustración 3.2. Tipos de receptores Fresnel Fuente: Fresnel CSP Technology – State of the Art and Market Overview Dr. Andreas Häberle .....	27
Ilustración 3.3. área de apertura, área bruta y altura del colector. Fuente: La Tecnología CSP Fresnel: EL estado de La tecnología y una visión general del mercado. Dr. Andreas Häberle, 2014).....	28
Ilustración 3.4. Ejemplo de una curva de normalización de un colector lineal fresnel Fuente: La Tecnología CSP Fresnel: EL estado de La tecnología y una visión general del mercado .....	29

Ilustración 3.5 Ejemplo modificador de ángulo de incidencia (IAM) de un colector Fresnel	Fuente: Fresnel CSP technology for Brazil, Marzo de 2014 .....	30
Ilustración 3.6 Curvas características colector LF-11	Fuente: Technical Data Industrial Solar LF-11 .....	33
Ilustración 3.7. Factores de corrección transversal y longitudinal para el colector FL-11	Fuente: Technical Data Industrial Solar LF-11 .....	34
Ilustración 4.1. Ajuste por mínimos cuadrados de los coeficientes a2 y a1 .....	37	
Ilustración 4.2 Curvas características del colector superpuestas con las curvas características calculadas a partir de los coeficientes obtenidos por ajuste por mínimos cuadrados. ....	39	
Ilustración 4.3. Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular calentado		
Fuente: Transferencia de calor y materia. (Rebollo, 2014) .....	44	
Ilustración 5.1. Variación de la temperatura de pared, la longitud del tubo y el rendimiento en función del número de aletas. [°C].....	50	
Ilustración 5.2. Caída de presión, potencia del ventilador y temperatura de la pared en función del número de aletas. [Pa].....	51	
Ilustración 5.3. Variación de la relación Wv/Q en función del número de aletas .....	52	
Ilustración 5.4. Variación de la temperatura de pared, longitud y rendimiento del colector en función del diámetro y con un número de aletas Nf=4. [K] .....	53	
Ilustración 5.5. Variación de la pérdida de carga y potencia necesaria del ventilador en función del diámetro, en escala logarítmica y con Nf=4 [Pa] .....	54	
Ilustración 5.6. Variación del coeficiente de transferencia de calor por convección a lo largo del conducto. Fuente: Apuntes transferencia de calor. Convección en flujo interno. UC3M.....	56	
Ilustración 5.7. Variación de la temperatura de la superficie a lo largo del conducto.		
Fuente: Apuntes transferencia de calor. Convección en flujo interno. UC3M .....	57	
Ilustración 5.8. Distribución de temperaturas a lo largo del conducto [K] .....	58	
Ilustración 5.9. Esquema difusor, donde Ved es la velocidad de entrada al difusor y Vsd la velocidad de salida .....	62	
Ilustración 5.11 Perdida de carga en función de la presión del aire [Pa].....	68	

Ilustración 6.1. Diagrama T-S ciclos Brayton ideal (línea continua) y real (línea discontinua) Fuente: Universidad Tecnológica de Panamá. Gabriel Flores y Kenneth Robles ..... 69

Ilustración 6.2. Potencia del compresor y la turbina, y potencia neta del ciclo [W]..... 74

## Índice de Tablas

Tabla 1.1. Reservas y producción de carbón. Cinco primeros países. Fuente: WorldEnergyCouncil 2013 World Energy Resources: A Summary .....	13
Tabla 1.2 Reservas y producción de petroleo. Cinco primeros países. Fuente: WorldEnergyCouncil2013 World Energy Resources: A Summary .....	13
Tabla 1.3 Reservas y producción de gas natural. Cinco primeros países. Fuente: WorldEnergyCouncil2013 World Energy Resources: A Summary .....	14
Tabla 4.1. Rendimientos del colector para diferentes irradiancias con aumentos de temperatura de 100°C.....	36
Tabla 4.2. G·( $\eta - \eta_0$ ) para diferentes irradiancias con incrementos de temperatura divididos por mil.....	37
Tabla 4.3. Valores típicos y valores obtenidos para los coeficientes $a_0$ , $a_1$ y $a_2$ .....	38
Tabla 4.4. Valores de rendimiento utilizando los coeficientes calculados mediante ajuste por mínimos cuadrados.....	38
Tabla 5.1. La relación Wv/Q para número de aletas entre 0 y 5. ....	52
Tabla 8.1. Resumen de costes del proyecto.....	80

## Objetivos

El objetivo principal que persigue este proyecto, es el estudio del funcionamiento de un colector solar Fresnel, que emplease como fluido, directamente, el aire comprimido de proceso. El uso de este colector estaría enfocado principalmente al sector industrial.

Existe una amplia variedad de procesos industriales que requieren del uso de aire comprimido caliente, especialmente para el secado de productos. El uso de este colector supondría poder calentar este aire sin necesidad de gasto energético, además de hacerlo de forma limpia y ecológica. Se ahorra el uso de fluidos caloportadores, como aceite térmico, agua presurizada o vapor.

La finalidad no es conseguir un modelo altamente eficiente, que caliente el aire lo necesario de forma mucho más rentable que mediante los métodos convencionales, si no el estudio de su viabilidad.

A priori una instalación de este tipo puede resultar poco atractiva debido a su alto coste inicial. Pero desde las instituciones europeas, cada vez se está exigiendo mayor grado, por parte de las empresas, de concienciación ecológica. En un futuro marcado por las energías renovables, este tipo de instalaciones son clave en el desarrollo de la vida industrial.

Además del ahorro energético que supondría evitar tener que obtener la energía de la red eléctrica o de un combustible, supone un ahorro en cuanto a emisiones de toneladas de CO<sub>2</sub>. Al reducir estas emisiones, se puede ingresar dinero por la venta las toneladas correspondientes a la energía consumida que no están siendo emitidas a otra entidad, para que sean utilizadas por ella. Se prevé que en un futuro aumente el precio por tonelada de CO<sub>2</sub>, con lo que este tipo de instalaciones se verán beneficiadas.

A lo largo de este proyecto se hará un estudio de las características requeridas por el colector y sus prestaciones; la longitud necesaria, las temperaturas de trabajo, rendimiento etc. Se estudiará la manera de realizar un colector lo más eficiente posible, de minimizar las pérdidas de carga y aumentar la transferencia de calor. Se estudiará en general como debería ser una instalación de este tipo, y sus características de funcionamiento.

Para ellos se emplea una modelización simplificada, como flujo 1D compresible, empleando correlaciones empíricas para la transferencia de calor. En determinados tramos y ocasiones se opta por simplificar, asumiendo incompresibilidad para facilitar los cálculos.

Los resultados muestran que ello es posible con un diseño sencillo y aprovechando la tecnología de colectores solares derivados de las centrales termosolares.



## 1. Introducción

### 1.1 Problema energético mundial

Necesitamos energía. Desde la revolución industrial hasta ahora, el uso de energía se ha vuelto cada vez más indispensable tanto para la vida diaria de las personas como para el funcionamiento global del mundo.

La energía no es fácil de conseguir, ni tampoco barata, aunque pudiera considerársela barata dada su finitud y los efectos indeseables que ocasiona. A día de hoy, gran parte de la energía que consumimos proviene de la explotación de recursos naturales como combustibles fósiles, con un periodo de regeneración natural demasiado alto como para poder utilizarlos a nuestro antojo sin miedo de agotarlos. El modelo económico y de producción actual está basado en un crecimiento exponencial, incapaz de sostenerse en un mundo con recursos limitados. Es por ello que uno de los grandes retos de este siglo será el reto energético, y el de avanzar hacia modelos productivos cada vez más sostenibles para el medio ambiente. Debemos encontrar maneras de obtener energía de manera limpia y renovable, de forma eficiente que permita además mantener el bienestar económico y social de una población cada vez mayor.

En la actualidad, alrededor del 90% de la energía consumida mundialmente se obtiene de fuentes de energía limitadas. Si queremos conseguir un futuro energético sostenible, debemos invertir en desarrollar energías renovables, de manera que cada vez sean más eficientes y rentables desde un punto de vista económico.

### 1.2 Fuentes de energías

La energía puede provenir de fuentes externas o internas a la biosfera.

Las primeras se generan a partir de la energía solar que llega a la tierra y sus derivadas (solar, eólica...). Las segundas por el contrario se encuentran ya en la tierra y destruyen a medida que las utilizamos. Provienen de combustibles fósiles(carbón, petróleo, gas...), y nucleares (uranio...). Así podemos dividir los tipos de energía en tres grandes bloques: Energías Fósiles, Energía Nuclear, Energías Renovables.

#### 1.2.1 Energías Fósiles

Las energías fósiles son aquellas obtenidas mediante la combustión de combustibles fósiles. Esta combustión puede realizarse en una planta termoeléctrica con el fin de generar energía eléctrica, en motores de combustión para generar energía mecánica, en

calderas para calentar agua etc. Los combustibles fósiles son básicamente tres: Carbón, petróleo y gas natural:

- **Carbón**

El carbón es el combustible fósil más abundante. Está formado principalmente por carbono además de otros elementos como hidrógeno, oxígeno, azufre y nitrógeno. El carbón se forma a partir de la acumulación de restos vegetales en descomposición alrededor de zonas pantanosas, en un lento proceso anaeróbico subterráneo en el cual va aumentando el contenido de carbono.

- **Gas Natural**

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos gaseosos, fuertemente asociado a la presencia de petróleo o carbón. Se genera por digestión anaeróbica de compuestos orgánicos. Se caracteriza por ser el combustible fósil con menos emisiones de CO<sub>2</sub>. Es el combustible fósil más limpio, es abundante y flexible. Se está utilizando cada vez más como combustible para ciclos combinados de los cuales hablaremos más adelante, con eficiencias de conversión de aproximadamente el 60%. Además de su uso para la obtención de energía eléctrica, se suele utilizar para la obtención de calor mediante calderas con fines calefactores.

- **Petróleo**

El petróleo es una mezcla de hidrocarburos insolubles en agua formada en el interior de la tierra hace millones de años por la acumulación de materia orgánica en sedimentos. Puede encontrarse en estado natural en yacimientos subterráneos de las primeras capas de la corteza terrestre. De su destilación fraccionada se obtienen combustibles de gran relevancia como la gasolina o el queroseno. Se utiliza principalmente como fuente de energía para transportes, tanto en motores de combustión interna, como en motores de compresión.

En las centrales termoeléctricas se genera energía eléctrica a partir de la energía liberada en forma de calor por la combustión de alguno de los compuestos anteriores. El funcionamiento de estas centrales es básicamente el mismo independientemente del tipo de combustible que consuma. Constan de una caldera en la que se quema el combustible. Con el calor generado por esta combustión y mediante una serie de intercambiadores de calor se calienta un flujo de agua, hasta llevarla a su fase de vapor con una presión muy elevada. Este vapor hace girar una turbina, cuyo eje está conectado a un generador que transforma la energía mecánica en corriente alterna trifásica.

Con la finalidad de aprovechar mejor el calor generado por el combustible, y obtener una mayor eficiencia, existen las anteriormente mencionadas plantas de ciclo combinado. En las estas el combustible alimenta una turbina de gas, cuyos gases de

escape, aun calientes, se utilizan para calentar vapor y utilizarlo en una segunda turbina, en este caso de vapor. Estas centrales consiguen rendimientos mayores que las convencionales, del orden del 50% al 60%, lo cual implica también un menor gasto en combustible por kWh producido y por ello un impacto ambiental menor.

### 1.2.2 Energía Nuclear

La energía nuclear es aquella que se produce mediante la fisión de átomos, generalmente de U-235. Cuando un neutrón choca contra uranio fisionable, a una velocidad determinada, rompe el átomo de uranio, liberando grandes cantidades de energía. Además se liberan partículas radiactivas y otros neutrones que volverán a chocar contra otros átomos, iniciando una reacción en cadena. En la naturaleza encontramos principalmente U-328 el cual suele contener en torno al 0,7% de U-235. Por ello es necesario realizar un proceso denominado enriquecimiento, en el cual se centrifuga el uranio, separándolo por diferencia de densidades, consiguiendo lo comúnmente conocido como uranio enriquecido, el cual posee entre el 2 y el 5% de U-235. También es posible obtener U-239 en un reactor, juntando neutrones de U235 con U-238, el cual se transforma en Pu-239 al perder una carga negativa, y también puede ser usado como combustible.

### 1.2.3 Energías Renovables

- **Energía Solar**

Es la energía obtenida a partir del aprovechamiento de la radiación electromagnética procedente del Sol por medio de captadores solares tales como colectores solares o células fotovoltaicas. Profundizaremos más en esta fuente de energía en posteriores capítulos.

- **Energía Eólica**

Es la energía basada en la transformación de la energía cinética generada por las corrientes de aire, mediante aerogeneradores. Las corrientes de viento se producen al calentarse de manera desigual la superficie terrestre. En torno al 1 o 2 % de la energía solar se convierte en eólica. Para poder aprovecharla es necesaria una velocidad mínima del viento de unos 3 o 4 m/s (cut-in speed) y una máxima de 25 m/s (cut-out speed). Además es importante conocer las condiciones del viento, sus variaciones a lo largo del día y la noche y durante las diferentes estaciones. Para que su uso resulte más rentable suelen agruparse en parques eólicos. Estos parques cada vez suponen una fuente de energía más competitiva. Desde la época de los 2000 se empezó a alcanzar la paridad de red con otras fuentes de energías, es decir el punto en que su precio se iguala o disminuye respecto de las fuentes tradicionales. El grueso del coste de la energía eólica se debe al coste de la inversión inicial, ya que

posteriormente no requiere de gasto en combustible. Su coste marginal una vez construidos los aerogeneradores es menor a un céntimo el kWh.

- **Energía Hidráulica**

La energía hidráulica es aquella que se obtiene a partir de la energía cinética y potencial presente en las corrientes de agua, saltos de agua o mares. La energía se obtiene por medio de una turbina hidráulica conectada a un alternador. La central hidroeléctrica se debe colocar en un cauce de un río caudaloso o tras un salto de agua o una presa construida previa a la central. Estas centrales además de tener una función energética, en muchas ocasiones sirven como sistemas de almacenamiento de agua y abastecimiento al riego. Económicamente hablando, los costos de operación son bajos, debido a que requieren poco personal. Su ciclo de vida es bastante alto (entre 50 y 99 años)

- **Energía Mareomotriz**

La energía mareomotriz es la que se genera a partir del aprovechamiento de las mareas. Las fuerzas gravitatorias producidas por la luna y el sol producen una variación en las mareas, cuando estas aumentan se abren las compuertas de un dique entrando el agua en un embalse. Cuando la marea desciende por debajo del nivel del embalse, se abren las compuertas para que el agua pase a través de las turbinas que generan la energía. Otro método de obtención de energía es mediante generadores de corrientes de marea, que funcionan de manera similar a los generadores eólicos. Estos tienen grandes ventajas frente a las presas de marea, ya que los costes de instalación y el impacto ambiental son considerablemente más bajos, por lo que están ganando cada vez más popularidad.

- **Energía Geotérmica**

La energía geotérmica es la obtenida mediante el calor de la tierra. La temperatura de la tierra aumenta con su profundidad. El agua de la superficie terrestre penetra al subsuelo a través de fallas y rocas fracturadas. El agua va circulando por los acuíferos, calentándose, y sin poder salir al exterior debido a una capa de roca impermeable que impide su paso. Esto es lo que se llama un reservorio geotermal. En la mayoría de los casos la obtención de energía se realiza extrayendo el agua caliente mediante un pozo, de la cual se extrae la energía mediante una turbina. Posteriormente es reinyectada en el acuífero mediante otro pozo, donde vuelve a calentarse. Las ventajas de este método es, que al reintroducir el agua en el acuífero, la cantidad de esta se mantiene constante. Además esta agua sigue conteniendo cierta energía térmica, por lo que es menos probable agotar el yacimiento térmico. Hay otros yacimientos en los que el agua sale en forma de vapor, por lo que se aprovecha directamente mediante una turbina de vapor, aunque en estos casos es más difícil devolver el agua al acuífero.

- **Energía de la Biomasa**

La bioenergía es la energía obtenida a partir de la materia orgánica, que por lo general se obtiene de los residuos de las sustancias que constituyen los seres vivos. Podemos clasificar los tipos de biomasa según su proporción de agua, en biomasa húmeda y seca. La ultima es más fácil de aprovechar mediante procesos termoquímicos, tales como pirolisis, combustión o gasificación, y el rendimiento suele ser bueno(30%-90%). Cuando la biomasa es húmeda, se emplean procesos de transformación bioquímicos, con rendimientos mucho más bajos(20%-35%).

### 1.3 Ventajas e inconvenientes de los tipos de energías

Ninguna fuente de energía es idónea, ni todas pueden ser utilizadas en las mismas circunstancias. Cada fuente de energía tiene sus ventajas y sus desventajas y hasta que las energías limpias no alcancen un desarrollo mayor, los combustibles fósiles seguirán ofreciendo ventajas que por el momento estas no pueden ofrecer.

#### 1.3.1 Combustibles fósiles

Los combustibles fósiles siguen representando un alto porcentaje en la producción mundial de energía (alrededor del 80% del total). Su gran ventaja frente al resto de fuentes de energía es su gran poder calorífico, lo que los convierte en recursos altamente productivos. También son por lo general fáciles de extraer (si la extracción es a cielo abierto). Además las centrales termoeléctricas, son baratas y sencillas de construir, lo cual, sumado a todo lo anterior, convierte a los combustibles fósiles, en una fuente de energía barata y rentable respecto al resto de ellas.

Otra gran ventaja es su continuidad a la hora de producir energía, ya que esta no depende de factores externos, lo que la convierte en una fuente fiable para el suministro de energía eléctrica. Cabe tener en cuenta también que estas plantas de producción pueden construirse prácticamente en cualquier lugar.

En cuanto a las desventajas, la mayor de ellas probablemente sería la emisión de contaminantes en su combustión, tales como el CO<sub>2</sub>, gravemente dañino tanto para el medio ambiente como para la salud humana y causante del aumento del efecto invernadero y con ello el cambio climático. Su otro gran inconveniente es la rapidez con la que se agotan debido al consumo excesivo y a la lentitud con la que se generan. Sus reservas son limitadas y cuando se acaben serán necesarios millones de años para que vuelvan a producirse. Además en el caso del gas natural cabe destacar su dificultad de almacenamiento.

### 1.3.2 Energías renovables.

Las energías renovables por su partes son energías limpias. Su producción no genera subproductos nocivos para el medio ambiente, como gases de efecto invernadero, ni entrañan ningún tipo de riesgo para la salud humana. Si bien es cierto que todas las fuentes de energía generan algún tipo de impacto ambiental (como por ejemplo durante su construcción o posterior deshabilitación) su relevancia es insignificante comparada a las energías fósiles. Desde un punto de vista práctico su mayor atractivo es su inagotabilidad. Su disponibilidad es infinita, el sol nos abastece de ellas diariamente. Aumentar el uso de energías renovables permitirá en un futuro, ir disminuyendo la dependencia energética respecto de las energías fósiles.

Uno de sus mayores problemas es la irregularidad, debida a los altibajos que se sufren en función de las condiciones meteorológicas. En este sentido pueden considerarse fuentes poco fiables, lo cual, sumado al alto coste de almacenamiento de la energía, hacen que sea poco rentable mantener un sistema autónomo, siendo necesario estar conectado a la red para posibles casos de falta de energía. Otra desventaja es la selectividad con la que deben situarse las plantas generadoras en lugares donde se den las condiciones idóneas para el aprovechamiento de la energía. La mayoría de las fuentes energéticas renovables producen una pequeña cantidad de energía repartida sobre superficies muy grandes, lo que dificulta su conversión a otros tipos de energía, y hace que sea necesario ocupar grandes superficies, para obtener cantidades relativamente altas de energía, como es el caso de los campos eólicos o plantas solares. Además, la inversión inicial necesaria suele ser bastante alta.

### 1.3.3 Energía nuclear.

La energía nuclear, es la fuente de energía que más controversia genera. Por un lado es una fuente de energía relativamente limpia, desde el punto de vista de emisiones de CO<sub>2</sub> u otros compuestos contaminantes asociados a los combustibles fósiles. Se calcula que en la Unión Europea se evita cada año la emisión de 700 millones de toneladas de dióxido de carbono por la generación eléctrica a partir de energía nuclear en lugar de energías fósiles.

Por otro lado es necesaria poca cantidad de combustible para conseguir grandes cantidades de energía. Esto, además de suponer un ahorro en el coste de combustible, supone también un ahorro en transporte, extracción, almacenamiento y manipulación. Se calcula que el coste del uranio supone aproximadamente un 20% del coste de la energía total generada.

Otra ventaja es la continuidad de la producción. A diferencia de las energías renovables, una planta nuclear produce energía cerca del 90% de las horas del año, lo cual además favorece a la estabilidad de los precios.

Por su parte, los detractores de la energía nuclear, argumentan que es una fuente muy insegura, ya que, en caso de un accidente en una central puede producirse un verdadero desastre por contaminación radiactiva. Ejemplo de esto sería el accidente de Three

Miles Island (1975), Chernóbil (1986) o el de Fukushima (2011). El segundo de estos produjo la contaminación de por radiación especialmente de Rusia, Bielorrusia y Ucrania, con sus consecuentes efectos para la salud humana. Es difícil estimar el número de víctimas afectadas directa e indirectamente por este desastre nuclear, pero son miles.

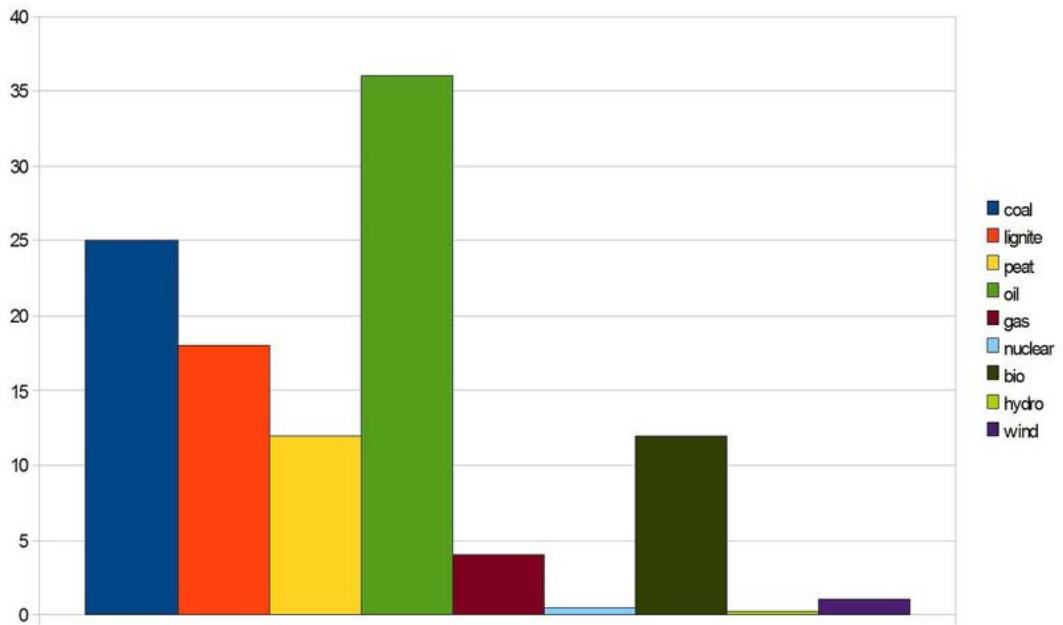
Otro gran problema es el tratamiento de los residuos nucleares, ya una vez extraída la energía siguen poseyendo una gran actividad radiactiva y tardan muchos años en perderla. Esto genera una serie de problemas a la hora de almacenarlos. Además, los reactores nucleares tienen una vida media de unos 40 años. Esto supone una gran dificultad, ya que su desmantelamiento de estas plantas es mucho más complejo y requiere una mayor inversión que el de cualquier otra planta eléctrica, debido a la presencia de material radiactivo.

Las centrales nucleares, entrañan además un riesgo desde el punto de vista terrorista, con el fin de obtener combustible nuclear para armamento.

Aunque el uso de energía nuclear reduce el consumo de combustibles fósiles, hay que tener en cuenta que gran parte de estos se utilizan como combustibles para medios de transporte, por lo que su impacto en la generación eléctrica es proporcionalmente muy bajo.

#### **1.3.4 Muertes anuales por diferentes tipos de energía**

Un proyecto de investigación europeo conocido como ExternE por su acrónimo “External Cost of Energy”, realizó un estudio sobre los muertos producidos anualmente por las distintas fuentes de energía. Los resultados pueden apreciarse en el siguiente gráfico:



**Ilustración 1.1 Muertes por TWh producido por cada fuente de energía hulla (azul), lignito (naranja), turba (amarillo), petróleo (verde), gas (granate), nuclear (azul claro), bioenergía (verde oscuro), hidroeléctrica (verde claro), eólica (morado).**

Fuente: (Wang, 2013)

Para la obtención de los datos se ha tenido en cuenta todo el ciclo de producción, desde la obtención de la materia prima, hasta el desmantelamiento de las plantas de producción, incluyendo accidentes o enfermedades laborales.

Del gráfico anterior y teniendo en cuenta que los tres primeros datos son tipos diferentes de carbón, podemos concluir que en su conjunto es la fuente de energía cuyo uso más muertes ocasiona, seguido del petróleo. Podemos observar la gran diferencia que hay respecto del gas, ya que como comentábamos anteriormente a pesar de ser un combustible fósil, sus emisiones de CO<sub>2</sub> son considerablemente inferiores a las del resto de estos.

Un dato significativo también sería el alto número de mortandad debida al uso de bioenergía.

Se puede observar también que el número de victimas mortales por el uso de energía nuclear es muy bajo. Si bien es cierto que un accidente nuclear genera una gran cantidad de victimas directas, estos son escasos, y debido a que es una energía que no produce una contaminación directa al medio ambiente, el número de muertes asociadas a su uso es proporcionalmente mucho más bajo que las producidas por el uso de energías fósiles.

## 1.4 Consumo energético

Desde los años setenta el consumo de energía a nivel mundial se ha visto disparado. En 2011 se alcanzo un consumo total de 12.274,6 Mtep.

La tonelada equivalente de petróleo (tep) es una unidad de medida de la energía, cuyo valor equivale a la cantidad de energía que produciría una tonelada de petróleo.

1 tep = 41 868 000 000 J (julios) = 11 630 kWh (kilovatios·hora).

En el siguiente gráfico se muestra la evolución de la demanda energética por continentes en los últimos 15 años:

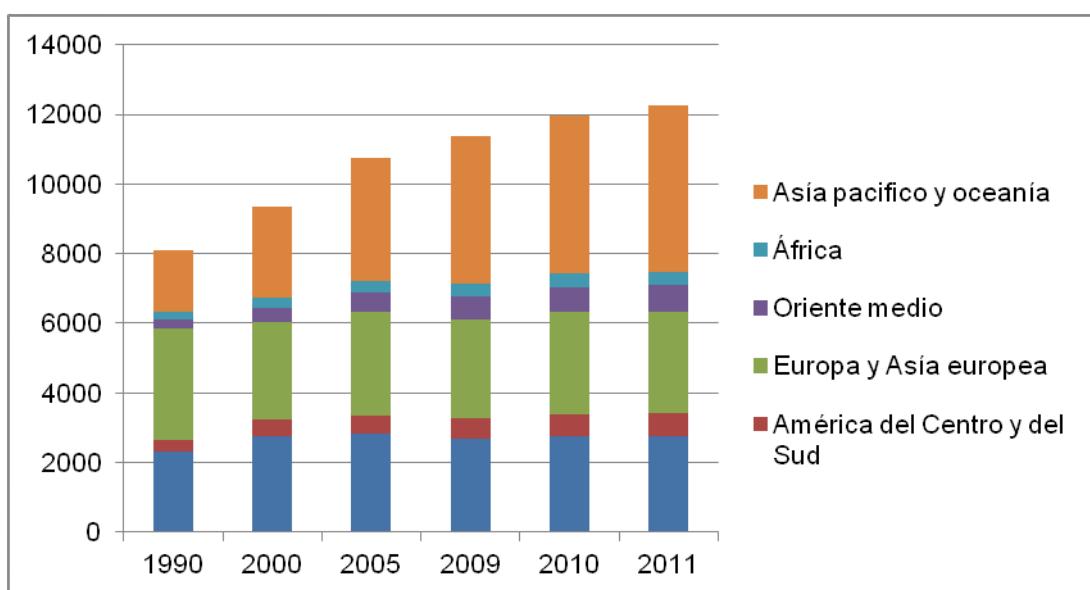


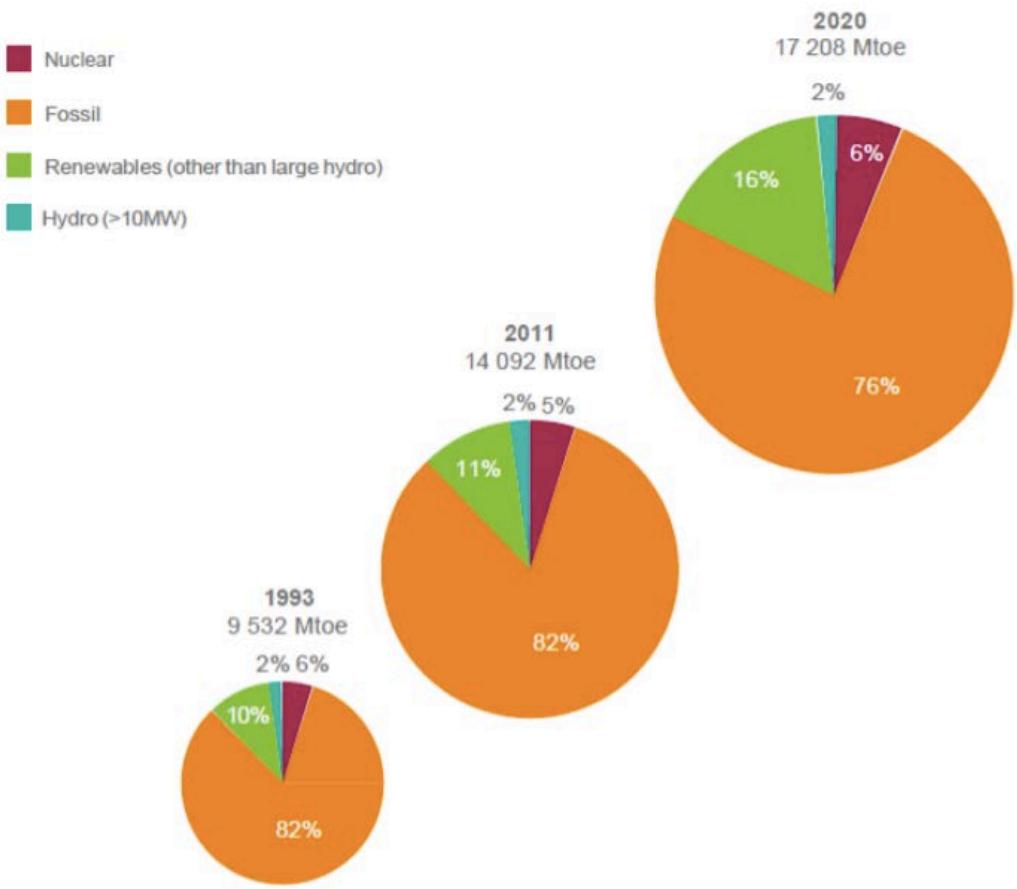
Ilustración 1.2. Evolución del consumo de energía primaria en el mundo (1990-2001).

Fuente: B.P Statistical Review of World Energy (Endesa, 2014)

Concretamente en la la región asiática, el consumo de energía se ha incrementado de manera significativa, esto es debido a un aumento de la demanda energética de China y la India, y se espera que en los próximos años su crecimiento continue.

Si analizamos por países, Estados Unidos es el país con mayor consumo de energía eléctrica con diferencia respecto al resto, con un 25% de la total producida. En 2005 su consumo fue de 5.216.000.000 MWh seguido de China con un consumo menor de mitad, 2.159.000.000 MWh. Por su parte, el consumo global de toda la Unión Europea en 2004 fue de 2.120.000.000 MWh.

Respecto a la procedencia de esa energía, el 82% de ella proviene de combustibles fósiles. Si añadimos un 5% procedente de combustibles nucleares, obtenemos un 87% de energía procedente de fuentes no renovables, es decir, fuentes, que algún día se agotaran.



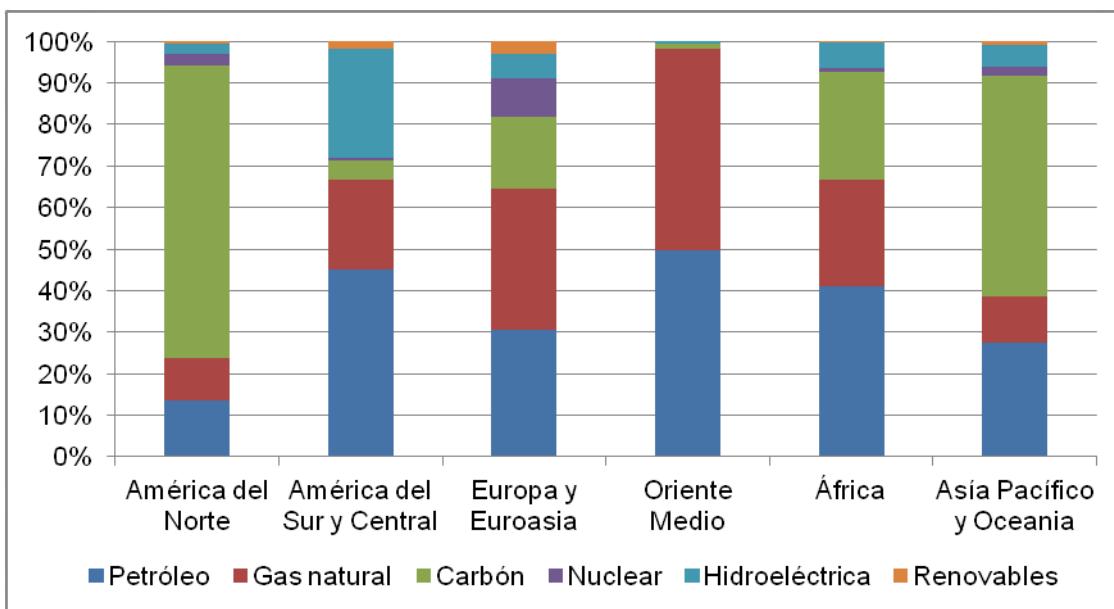
**Ilustración 1.3. Consumo energético por fuentes. 1993, 2011, 2050.**

Fuentes: WEC Survey of Energy Resources 1995, World Resources Energy 2013 y WEC World Energy Scenarios to 2050. (World Energy Council, 2013)

Es posible observar en estos gráficos lo escaso que es el uso de fuentes de energía como la hidroeléctrica o otras renovables como la eólica o la solar, cuyo aprovechamiento es aun menor. Además se puede apreciar poco que ha aumentado su uso en los últimos 20 años.

Los gráficos muestran además las estimaciones de consumo para el 2050 donde se espera que las energías renovables ganen peso frente a los combustibles fósiles.

Se debe tener en cuenta a la hora de analizar estos datos, que proceden de una media a nivel global. Se puede realizar un análisis más concreto por regiones.



**Ilustración 1.4. Distribución consumo de energía primaria en el mundo por fuentes, 2011.**

Fuente: B.P Statistical Review of World Energy. (Endesa, 2014)

En los países Europeos la procedencia de la energía esta repartida de manera más equitativa que en otras regiones. Según un ranking realizado por el WEC (World Energy Council) en 2015, entre los 10 países con mayor sostenibilidad energética 7 son europeos, con Suiza situado en la cabeza.

En el gráfico se observa la dependencia energética en América del norte del carbón. Esto es debido a que EE.UU es el segundo país productor de carbón a nivel mundial y el primero en reservas. El primer productor de este mineral con gran diferencia respecto al resto es China con un 46% del total. Esto explica también el gran consumo en la zona Asiática oriental

Del mismo modo si observamos Oriente Medio, alrededor del 98% de la energía utilizada proviene del gas y el petróleo, lo cual se explica también ya que en estas regiones hay gran cantidad de estos y por el contrario escaso carbón. A pesar de que el uso de energías renovables es aún más bajo que en otras zonas del planeta, se están empezando a favorecer cada vez más y su utilización como fuente de energía esta en aumento. En 2013 se construyó en Abu Dhabi Shams 1, la planta solar cilindro-parabólica más grande hasta la fecha, en colaboración con la empresa española Abengoa Solar, y la francesa Total S.A.

Otro dato significativo, es gran porcentaje de energía hidráulica utilizada en América del sur, debido a factores geográficos tales como la combinación de montañas con tierras bajas centrales y una amplísima red de ríos caudalosos, que la dotan de un gran potencial a la hora de explotar esta fuente de energía. Aun así, cuentan con grandes barreras de índole político, así como tecnológicas, debidas a la situación política o de escaso desarrollo en la que se encuentran muchos de estos países.

Desde un punto de vista de desarrollo, es más sencillo que países económicamente mejor situados y con capacidad de inversión den el salto a fuentes de energías limpias, mientras que en las zonas menos desarrolladas, se encuentran rezagados en el simple acceso a la energía. La electricidad es un bien necesario para la vida de las personas, y su completo desarrollo, tanto en los hogares, como a la hora de prestar servicios sociales como sanidad y educación. Es por ello que otro gran reto de hoy en día es la implantación de una infraestructura energética aquellas zonas que aun están en vías de desarrollo. Pequeños sistemas para la generación de energía renovables pueden ser de gran ayuda en esta cuestión, implantándolos en las viviendas de la gente, escuelas o hospitales.

## 1.5 Reservas energéticas

La mayor parte de los recursos energéticos provienen de la radiación solar a la tierra. Parte de esta energía ha sido almacenada en forma fósil o de biomasa. Otra parte es utilizable de manera directa o indirecta, vía energía hidráulica, eólica o solar.

Si bien los recursos energéticos son abundantes en el mundo, las reservas de energías primarias son escasas, variables y están repartidas de forma desigual por todo el planeta.

En cuanto a recursos no renovables, los combustibles fósiles, se estiman unas reservas totales de unos  $4 \cdot 10^{23}$  J y en el caso de los combustibles nucleares tales como el uranio se calcula que se sobrepasan los  $2,5 \cdot 10^{24}$  J.

Por otro lado se dispone de una cantidad de energía aprovechable aun mayor procedente del sol de unos  $3,8 \cdot 10^{24}$  J anuales, el equivalente a 8.000 veces la energía total utilizada en 2004.

### 1.5.1 Carbón

El carbón es el combustible fósil más abundante en todo el mundo. Más de 75 países poseen depósitos de carbón. Durante los próximos años se espera que la participación actual de carbón en la generación global de energía disminuya. Aunque los países de Europa, y en parte América del Norte, están tratando de cambiar su consumo por fuentes alternativas de energía, las reducciones son por el contrario compensadas por las grandes economías en procesos de desarrollo, principalmente en Asia, donde tienen importantes reservas de este mineral. Para hacernos una idea, en China se utiliza actualmente, tanto carbón como el resto del mundo.

Las reservas mundiales de carbón han disminuido un 14% entre 1993 y 2011 mientras que la producción se ha incrementado en un 68 % en el mismo periodo.

(World Energy Council, 2013)

País	Reservas (Mt)		Producción (Mt)		2011 R/P Años
	2011	1993	2011	1993	
<b>Estados Unidos</b>	237 295	168 391	1092	858	>100
<b>Federación Rusa</b>	157 010	168 700	327	304	>100
<b>China</b>	114 500	80 150	3384	1150	34
<b>Australia</b>	76 400	63 658	398	224	>100
<b>India</b>	60 600	48 963	516	263	>100
<b>Resto del mundo</b>	245 725	501 748	1805	1675	>100
<b>Total mundial</b>	<b>8915 30</b>	<b>1031 610</b>	<b>7520</b>	<b>4474</b>	<b>&gt;100</b>

Tabla 1.1. Reservas y producción de carbón. Cinco primeros países.

Fuente: WorldEnergyCouncil 2013 World Energy Resources: A Summary

### 1.5.2 Petróleo

Durante los años 70 y 80 se produjo una crisis del petróleo que disparó el precio de este, apoyándose básicamente en las expectativas de que el mundo se quedaría sin petróleo en pocas décadas. Ahora, en 2013, el tema del petróleo no está ya tan en auge, sin embargo, debido a su finitud, este tema tendrá que volver en el futuro. Las reservas mundiales de petróleo a día de hoy son casi 60% más grandes que las que había hace 20 años, mientras que la producción de este se ha incrementado en un 25%.

La posición futura del petróleo en la cima de la pirámide energética se encuentra desafiada por otros combustibles, como el gas natural. El petróleo es una industria global que ofrece quienes participan en este mercado oportunidades de buenos rendimientos económicos.

(World Energy Council, 2013)

País	Reservas (Mt)		Producción (Mt)		R/P años
	2011	1993	2011	1993	
<b>Venezuela</b>	40 450	9842	155	129	>100
<b>Arabia Saudita</b>	36 500	35 620	526	422	69
<b>Canadá</b>	23 598	758	170	91	>100
<b>Irán</b>	21 359	12 700	222	171	96
<b>Iraq</b>	19 300	13 417	134	29	>100
<b>Resto del mundo</b>	82 247	68 339	2776	2 238	30
<b>Total Mundial</b>	<b>223 454</b>	<b>140 676</b>	<b>3973</b>	<b>3 179</b>	<b>56</b>

Tabla 1.2 Reservas y producción de petróleo. Cinco primeros países.

Fuente: WorldEnergyCouncil 2013 World Energy Resources: A Summary

### 1.5.3 Gas natural

El gas natural es un recurso energético cada vez más utilizado entre otras cosas por ser relativamente limpio en comparación con otros combustibles fósiles. La reservas de gas natural convencional han crecido un 36% en las dos últimas décadas y su producción en un 61%. En comparación con una encuesta de 2010, las reservas probadas de gas natural han crecido un 3% y su producción un 15%.

(World Energy Council, 2013)

País	Reservas (bcm)		Producción (bcm)		R/P años
	2011	1993	2011	1993	
<b>Federación Rusa</b>	47 750	48 160	670	640	71
<b>Irán</b>	33 790	20 659	150	27	>100
<b>Qatar</b>	25 200	7 079	117	14	>100
<b>Turkmenistán</b>	25 213	2 860	75	57	>100
<b>Arabia Saudita</b>	8 028	5 260	99	36	81
<b>Resto del mundo</b>	69 761	57 371	2398	1438	22
<b>Total mundial</b>	<b>209 742</b>	<b>141 335</b>	<b>3509.8</b>	<b>2176</b>	<b>55</b>

Tabla 1.3 Reservas y producción de gas natural. Cinco primeros países.

Fuente: WorldEnergyCouncil2013 World Energy Resources: A Summary

### 1.5.4 Combustible nuclear

La producción total de electricidad de origen nuclear ha ido en aumento durante los últimos 20 años y ha alcanzado una producción anual en torno a 2.600TWh en 2005. Sin embargo la cuota nuclear de la producción total mundial de electricidad alcanzó su máximo de 17 % en la década de 1980, y desde entonces ha ido disminuyendo hasta un 13,5 % en el 2012. Según las estimaciones de las reservas de uranio comentadas anteriormente ni los recursos ni la tecnología limitan la capacidad de la energía nuclear de contribuir a satisfacer la demanda energética durante el siglo XXI

(World Energy Council, 2013)

## 1.6 Situación energética en España

En España, el consumo de energía primaria fue en significativo aumento en los años 90 y principios del 2000, hasta alcanzar unos niveles máximos de 105.753 ktep en 2007. Sin embargo, del año 2007 hasta el 2012 se puede apreciar como el consumo de las energías primarias disminuyó considerablemente.

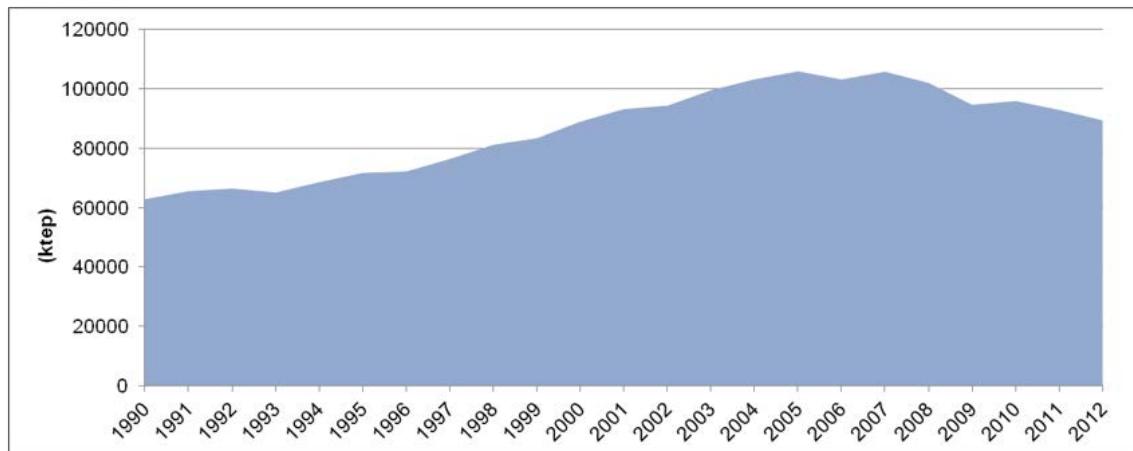


Ilustración 1.5. Evolución del consumo de energía primaria en España (1990-2012).

Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Turismo (Endesa, 2014)

### 1.6.1 Balance energético

El sector energético en España supone en torno al 2,5% del PIB. La pobreza en cuanto a recursos energéticos fósiles ha condenado al sistema energético español a una situación de déficit y dependencia del exterior. La dependencia energética de España se sitúa en el 70,8%, muy por encima de la media de la Unión Europea (53,8%). Esto supone que en España, del total de energía consumida, solamente el 29,2% corresponde a energía autóctona.

Sin embargo, sus características geo-ambientales, convierten a España en un país de gran riqueza en cuanto a recursos energéticos renovables. Su alta cantidad de horas de sol al año, viento, una extensa red de ríos y desniveles geográficos, dotan a este país de un grandísimo potencial a la hora de poder explotar estos recursos para obtener energía de una manera limpia, y además reducir las importaciones de estas.

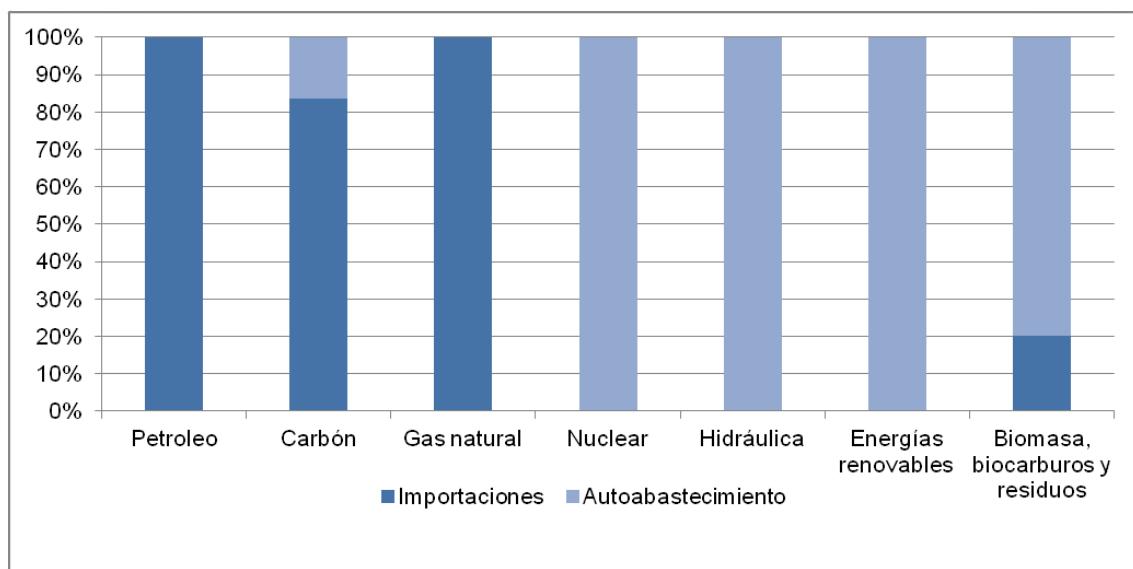


Ilustración 1.6 Evolución del consumo de energía final en España por fuentes (1990-2012).

Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Turismo. (Endesa, 2014)

En el anterior gráfico se puede observar la dependencia exterior respecto a combustibles fósiles y el autoabastecimiento en recursos renovables y en nuclear. La manera de reducir el déficit energético sufrido hasta ahora es impulsar la generación eléctrica a partir de estos recursos para así depender en menor medida de recursos fósiles que no poseemos y al mismo tiempo conseguir un futuro más limpio y sostenible.

### 1.6.2 Energías renovables en España

En el año 2013, según datos oficiales, cerca de un 74% de la energía utilizada fue producida a partir de la combustión de productos fósiles y un 12.1% a partir de combustibles nucleares. El 14% restante corresponde a recursos renovables.

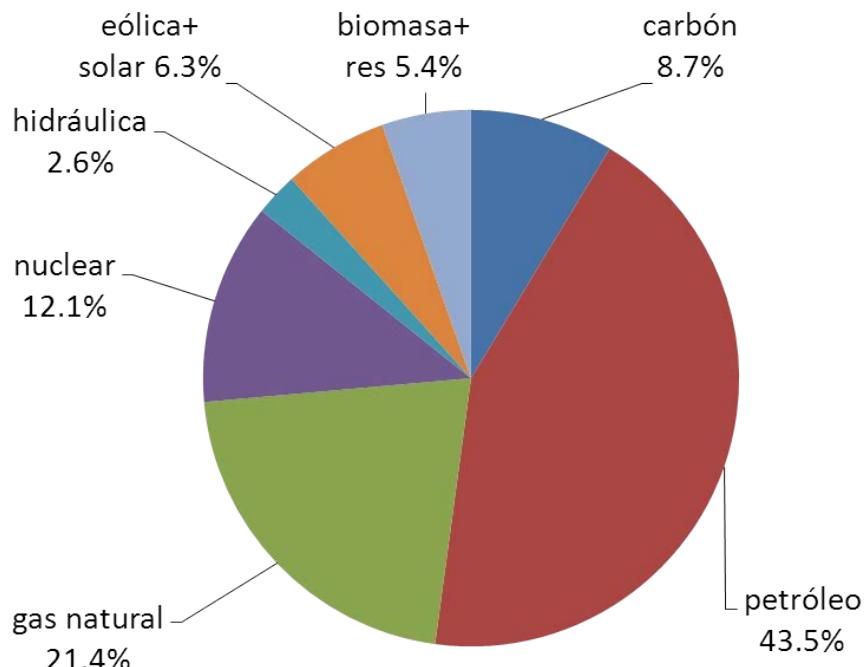


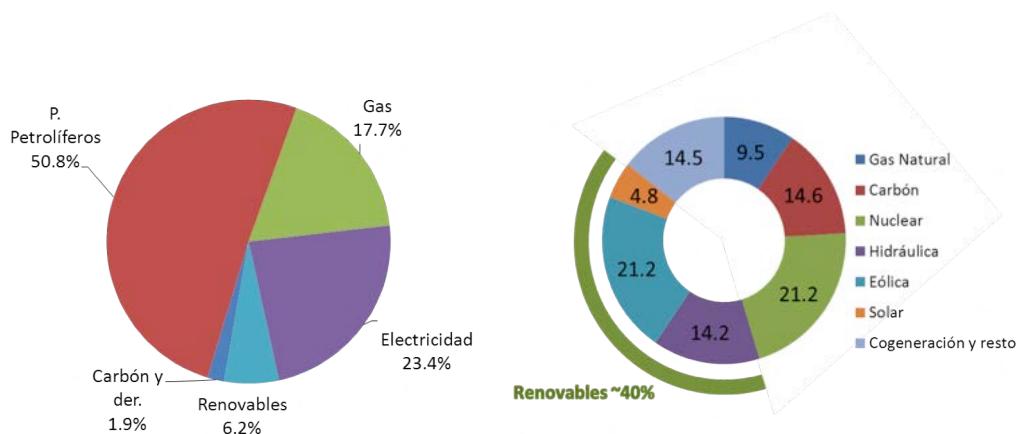
Ilustración 1.7. Consumo de energía primaria en España en 2013

Fuente: Ministerio de Industria, Energía y Turismo.

Aunque este porcentaje pueda parecer bajo, las energías renovables han sido fuertemente impulsadas por parte del gobierno desde finales del siglo XX. Redondeando, en los últimos 10 años, en España el consumo de carbón se ha reducido a la mitad. La aportación del sector renovable a la economía española ha sido estimada en torno al 0,67 % del PIB.

Cabe destacar el importante impacto de la energía eólica, siendo el tercer país del mundo en cuanto a potencia instalada.

A pesar de todo el esfuerzo que se ha hecho en la producción de electricidad a partir de energías renovables el peso que tienen en el mix completo aún está bastante por debajo de los objetivos de la Unión Europea para 2020. Esto es debido a que las cifras que estamos manejando son referidas a la producción primaria de energía. La producción eléctrica supuso ese mismo año un 23,4% del reparto final de la energía, del cual alrededor del 40% procedió de fuentes renovables.



**Ilustración 1.8. Consumo de energía final y producción de electricidad en España en 2013**  
Fuentes: Ministerio de Industria, Energía y Turismo y Red Eléctrica Española

El Gobierno de España estima que la participación de las energías renovables en el país alcance el 22,7% en el año 2020, lo que supondría superar en casi tres puntos el objetivo obligatorio marcado por Europa del 20%.

(Valdes-Solis, 2014)

## 2. Energía solar

Como comentábamos en el capítulo anterior, casi toda la energía disponible en la tierra proviene directa o indirectamente del sol. La radiación solar es absorbida por los océanos, las nubes, el aire y las masas de tierra, incrementando la temperatura de éstos. Así se genera la evaporación de las aguas superficiales, la formación de nubes, las lluvias y, por consiguiente, los saltos de agua, así como los vientos. Esta radiación es además la base de numerosas reacciones químicas indispensables para el desarrollo de plantas y animales que con el paso de los siglos han originado combustibles fósiles como el carbón o el petróleo.

La energía solar es aquella obtenida a partir del aprovechamiento directo de la radiación electromagnética procedente del Sol.

### 2.1 Radiación solar

En general, el término de radiación solar se refiere a los valores de irradiación solar, es decir, la cantidad de energía recibida por unidad de superficie en un tiempo determinado.

La radiación solar es una forma de energía de baja concentración. La intensidad de radiación solar que recibe la Tierra fuera de la atmósfera se denomina constante solar y equivale a 1353 W/m<sup>2</sup> según la NASA, con una variación a lo largo del año de un ± 3 % debido al carácter elíptico de la órbita terrestre.

Las pérdidas a la atmósfera por reflexión, absorción y dispersión reducen este valor alrededor de un 30%, con lo que la intensidad de radiación solar real que recibe la superficie terrestre se sitúa en un máximo de alrededor de los 1.000 W/m<sup>2</sup>. La potencia de la radiación varía además según el momento del día, las condiciones atmosféricas y la latitud en la que nos situemos, pudiendo reducirse en un día sin sol hasta los 50W/m<sup>2</sup>.

La Tierra recibe la radiación electromagnética del Sol y re-radia de nuevo al espacio. En términos globales prácticamente toda la radiación recibida es reemitida al espacio. La energía solar que llega a la superficie de la Tierra puede ser de dos tipos: La radiación que proviene directamente del foco solar incidiendo en objetos, denominada radiación directa, o por reflexión de la radiación solar absorbida por el aire y el polvo atmosférico, llamada radiación difusa. La radiación directa puede reflejarse y concentrarse para su utilización, sin embargo la luz difusa que proviene de todas las direcciones es imposible de concentrar.

## 2.2 Sistemas de aprovechamiento de energía

Respecto al aprovechamiento de la energía solar, se puede hablar principalmente de dos tipos de sistemas: los que convierten la radiación solar en electricidad mediante tecnología fotovoltaica y los que se utilizan para la producción de energía térmica. También cabe considerar la posibilidad de hacer un uso más global de la radiación solar, la luz natural y las condiciones climatológicas concretas de cada emplazamiento en la construcción de edificios mediante lo que se ha llamado arquitectura bioclimática.

### 2.2.1 Energía solar fotovoltaica

La energía fotovoltaica transforma de manera directa la radiación procedente del sol en energía eléctrica. Esta transformación se produce en unos dispositivos denominados células fotovoltaicas. En ellas, los fotones procedentes de la luz solar excitan los electrones de un dispositivo semiconductor generando una pequeña diferencia de potencial similar a la que sucede en una pila. Estos dispositivos se conectan en serie obteniéndose diferencias de potencial mayores.

Uno de los inconvenientes de este tipo de energía, es la elevada inversión inicial necesaria, aunque, por otro lado, una vez instaladas, el coste energético es prácticamente nulo y el riesgo de avería muy bajo

(APPA, 2009)

### 2.2.2 Energía solar térmica

La energía solar térmica consiste en el aprovechamiento de la energía procedente del Sol para transferirla a un medio portador de calor, generalmente agua o aire.

Se distinguen tres tipos de colectores de energía solar térmica:

- **Colectores de baja temperatura:** Operan a temperaturas menores de 65°C y suelen ser utilizados para el calentamiento doméstico y de piscinas o procesos industriales que requieran bajas temperaturas.
- **Colectores de media temperatura:** concentran la radiación solar para entregar calor útil a mayor temperatura. Operan en un rango de temperaturas entre 100 y 400°C. Generalmente orientados hacia procesos industriales.
- **Colectores de alta temperatura:** Operan a temperaturas superiores a los 500°C y están enfocados a la generación de energía eléctrica.

Una instalación Solar Térmica está formada por captadores solares, un circuito primario y secundario, intercambiador de calor, acumulador, vaso de expansión y tuberías.

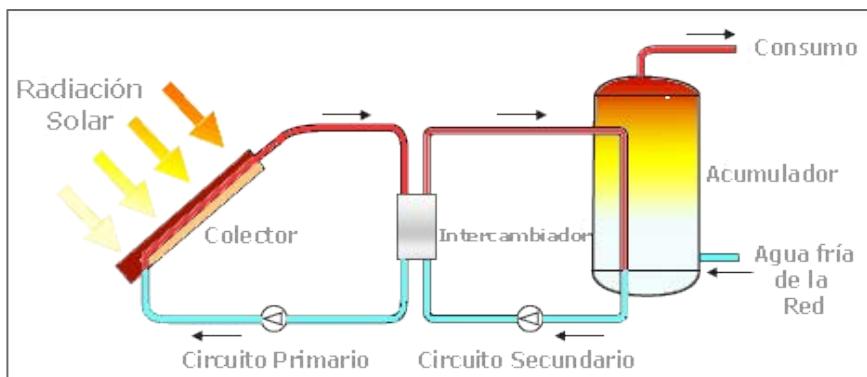


Ilustración 2.1 Esquema de una instalación (García Garrido, 2013) solar

Fuente: (solar-energia.net, 2015)

El principal de estos elementos es el sistema de captación solar, formado por captadores solares conectados entre sí, cuya función es captar la energía solar y transformarla en energía térmica, aumentando la temperatura de un fluido que circula por la instalación.

El denominado circuito primario es el encargado de transportar el calor desde el sistema de captación hasta un intercambiador de calor, donde se calienta el fluido del circuito secundario que lleva el calor hasta un acumulador, un depósito donde se acumula el agua caliente.

Las bombas situadas en ambos circuitos hacen circular el agua por ellos. Además constan de vasos de expansión para absorber las variaciones de volumen del agua.

En el caso de querer obtener energía eléctrica se hace pasar el fluido caliente por un ciclo termodinámico convencional. El vapor generado hace girar un alternador que produce la corriente eléctrica.

Existen diferentes tipos de concentradores solares, los principales son los siguientes

### 2.2.2.1 Concentradores de torre

Usa un conjunto de espejos planos móviles, llamados heliostatos, para enfocar los rayos del sol sobre una torre colectora, el blanco.

Esta tecnología aun está poco expandida, las únicas plantas existentes son las “PS10” y “PS20” de Abengoa en la provincia de Sevilla y “Sierra Sun Tower” de eSolar en California.

Estas plantas producen directamente vapor en el receptor para su uso en una turbina de vapor. Pero, según los estudios, las centrales de torre podrían alcanzar temperaturas superiores a los 1000°C lo que permitiría calentar gas para su uso en una turbina. Esto abre la posibilidad de usar turbinas de gas o incluso ciclos combinados con eficiencias sensiblemente superiores. Las ventajas potenciales respecto a las tecnologías de

concentración lineal con temperaturas máximas mucho menores son claras y supondrían un salto cualitativo. Esta tecnología de aire caliente es especialmente próxima al tema de este trabajo.

(Villasante)

### **2.2.2.2 Concentradores de disco**

En las instalaciones de disco Stirling, un espejo parabólico concentra la radiación solar en el receptor térmico de un motor Stirling secundario, que aprovecha la energía solar para calentar un gas en ciclo cerrado. Dicho gas (normalmente helio o hidrógeno) sigue ciclos sucesivos de enfriamiento y compresión en un foco frío, seguidos de calentamiento y expansión en el foco donde incide la radiación concentrada. La estructura también incluye un sistema orientador de forma que se aprovecha al máximo la energía del sol y además se proyecta de forma adecuada hacia el receptor. Para hacer funcionar este mecanismo hace falta además un sistema de control de forma que quede automatizado.

Esta tecnología es prometedora ya que ha demostrado una mayor eficiencia que las demás tecnologías termosolares, no consume agua y permite la generación distribuida a pequeña escala. Sin embargo, su desarrollo ha sido más lento que el de las demás tecnologías y no ha habido ocasión de producir sistemas de forma seriada y con un exhaustivo control de calidad. Esto hace que se mantengan ciertas dudas sobre la fiabilidad de los motores Stirling, y sobre su capacidad para operar de forma continuada y desatendida

(Villasante)

### **2.2.2.3 Concentradores cilíndricos-parabólicos**

La inmensa mayoría de las plantas en funcionamiento y en construcción en el mundo corresponden a esta tecnología.

La tecnología cilindro-parabólica basa su funcionamiento en el seguimiento del movimiento aparente del sol para que los rayos incidan perpendicularmente a la superficie de captación, y en la concentración de estos rayos solares incidentes en unos tubos receptores de alta eficiencia térmica localizados en la línea focal de los concentradores.

Los componentes principales del campo solar de la tecnología cilindro-parabólica son:

- Un reflector cilindro-parabólico cuya misión es reflejar y concentrar la radiación solar incidente en la superficie, sobre el tubo absorbedor. Esta superficie se construye a partir de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte de vidrio que le aporta rigidez.

- Un tubo absorbedor formado por dos tubos concéntricos separados por una capa de vacío. El interior es metálico y por él circula el fluido que se calienta. El tubo exterior es de cristal. Se utilizan diferentes fluidos de trabajo según las temperaturas de operación. Para bajas temperaturas ( $< 200^{\circ}\text{C}$ ) suele utilizarse agua desmineralizada con Etileno-Glicol mientras que para mayores temperaturas ( $200^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$ ) se utiliza aceite sintético. Las últimas tecnologías se enfocan a la generación directa de vapor sometiendo a alta presión a los tubos y a la utilización de sales fundidas como fluido portador de calor.
- Un sistema de seguimiento solar que consiste en un dispositivo que gira los reflectores cilindro-parabólicos del colector alrededor de un eje.
- Una estructura metálica que aporta rigidez al conjunto de elementos que componen el colector.

Una de las limitaciones tecnológicas de estas instalaciones viene de los fluidos caloportadores utilizados, que son aceites sintéticos degradan rápidamente al superar los  $400^{\circ}\text{C}$ . Esto condiciona la temperatura máxima de alimentación a la turbina de vapor y por lo tanto su rendimiento. Se está trabajando tanto en la utilización de fluidos estables a mayor temperatura como por ejemplo, sales fundidas o ciertos gases, como en la generación directa de vapor en los tubos receptores.

(García Garrido, 2013)

#### **2.2.2.4 Concentradores Fresnel**

Los colectores Fresnel están formados por unos espejos planos largos, con una ligera curvatura o incluso planos, que concentran la radiación solar en un tubo de absorción fijo. De este modo, el agua es calentada y evaporada directamente. Usan una geometría simple de enfoque lineal con un eje de seguimiento. El receptor es estacionario y por lo tanto no necesita de acoplos de fluidos como en el caos de los cilíndrico-parabólicos.

Se profundizara más en esta tecnología en el siguiente capítulo.

### **2.3 Futuro y Necesidad de I+D**

Las expectativas para esta tecnología son sin duda prometedoras. La Asociación Europea de la Industria Solar Termoeléctrica (ESTELA), prevé para el año 2020 una potencia instalada en la zona mediterránea de 30 GW de energía solar termoeléctrica, otras fuentes estiman esta potencia en 20 GW, pero todas coinciden en que durante los próximos años aumenta el número de plantas solares de concentración.

Las tecnologías solares, hasta el momento, han sido escasamente desarrolladas en comparación con otras tecnologías energéticas. A pesar de su potencial, muchas tecnologías aún deben ser testadas para poder ser comercializadas. Además, aquellas

que ya están en uso, tienen aún un largo camino por delante en cuanto a mejoras técnicas de componentes, procedimientos de construcción y montaje y tareas de operación y mantenimiento.

A día de hoy los costes de producción no son competitivos con las tecnologías convencionales. La reducción de estos costes dependerá en gran medida del número de centrales que se instalen en los próximos años.

Por el momento se está trabajando para conseguir reducciones de coste y aumentos del rendimiento que contribuyan a la reducción del coste de producción por kW·h. Las principales mejoras que se contemplan para conseguir estos objetivos están enfocadas en líneas generales a:

- Reducir los costes del campo solar. Se está trabajando tanto en nuevos diseños como en optimizaciones de los actuales. Entre otras cosas, se busca el desarrollo reflectores autoportantes, en estructuras simplificadas o en CCPs con mayor área de apertura que utilicen menos componentes para igual potencia.
- Aumentar la eficiencia, para lo cual se están estudiando nuevos fluidos caloportadores que permitan mayor temperatura de trabajo. Además se trabaja en el desarrollo de receptores y reflectores de rendimiento mejorado así como la optimización de las turbinas para esta aplicación.
- Reducir los costes de operación y mantenimiento y aumentar las horas de producción de la planta. Se trabaja especialmente en reducir los consumos parásitos, los costes de limpieza de los reflectores y el consumo de agua.
- Igualmente, y dada la relevancia para este tipo de sistemas, se trabaja en el desarrollo de sistemas de almacenamiento térmico que mejoren las prestaciones de los actuales.

(Villasante)

### 3. Características de la instalación

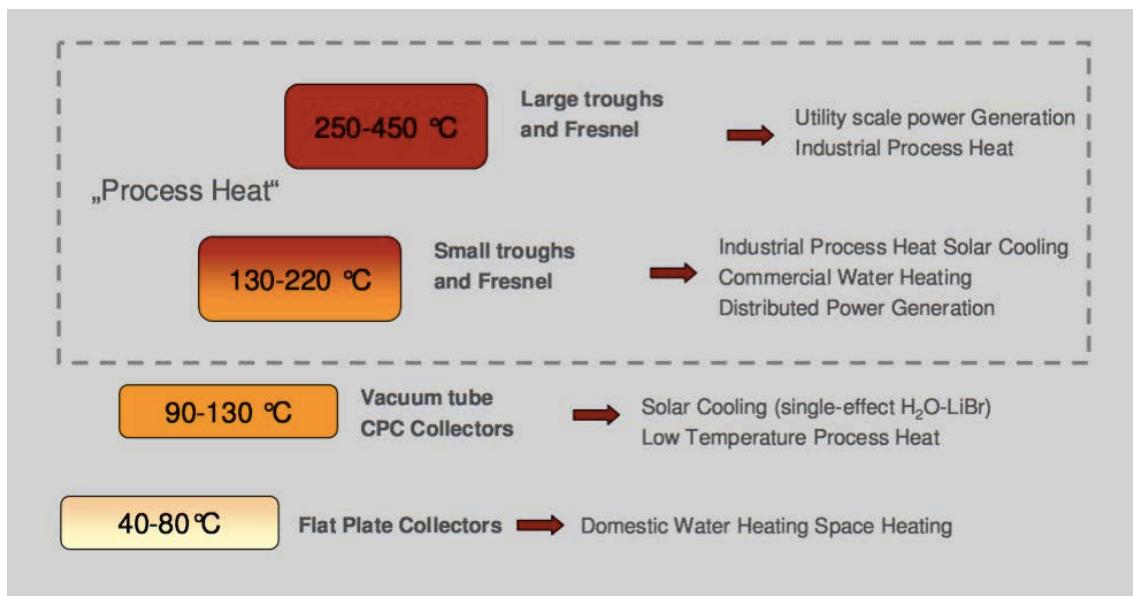
En este capítulo se realizara un estudio acerca de los requisitos del proyecto y como afectan al diseño de la instalación. Se hará un repaso a las diferentes posibilidades que ofrece el mercado de colectores analizando las características de cada uno de ellos y se seleccionara la mejor opción para el desarrollo de este proyecto.

#### 3.1 Requisitos de diseño

El objetivo principal de este proyecto es estudiar la viabilidad de un sistema capaz de aprovechar la energía solar para calentar aire comprimido con el fin de ser utilizado para procesos industriales. El calor de procesos industriales abarca cerca del 20% de consumo de la energía primaria global. Eso es equivalente al consumo anual de más de tres mil millones de barriles de petróleo y más de mil millones de toneladas de emisiones de CO<sub>2</sub>.

Salvo condiciones especiales, el lugar óptimo para situar este colector seria sobre el tejado del edificio en el cual se fuese a requerir el aire comprimido. Situarlo de esta manera favorece, en primer lugar, a ahorrar espacio de terreno que habría que ocupar de en el caso de situarlo sobre el suelo adyacente al inmueble. Además , con la altura necesaria para no recibir sombras de otros edificios u objetos se optimiza también la recepción de radiación directa del sol. Es aquí donde radica la necesidad de un colecto de un peso no demasiado alto y de un tamaño asequible.

Uno de los principales usos del aire comprimido caliente en la industria es el del secado de productos, tales como productos químicos, madera para la construcción o alimentos, como frutas o granos, con unas temperaturas requeridas de entre 130 y 240°C. Por lo general la mayoría de procesos industriales que pueden requerir de su utilización se encuentran en rangos de temperatura similares, sin sobrepasar por lo general los 400°C. Es decir estamos situados en rangos de operación de colectores solares de media temperatura.



**Ilustración 3.1. Tipos de captadores para distintos rangos de temperaturas**  
Fuente: Solar Energy for Leather and Tanning Industries, 17th of December 2009

Para obtener estas temperaturas resulta necesario concentrar la radiación solar. Los concentradores más desarrollados en la actualidad son los de reflexión mediante espejos. Podemos encontrar concentradores de media temperatura cilíndricos parabólicos o Fresnel.

Hasta hace poco, la mayoría de las plantas con tecnología lineal Fresnel eran de prueba. Pero, gracias a unos importantes avances, esta tecnología está ganando rápidamente la paridad operativa con la cilindro-parabólicos.

Los receptores Fresnel ofrecen ciertas ventajas frente a los cilíndricos-parabólicos que los convierten en una buena elección para este proyecto. Estos pueden emplear espejos de vidrio planos, que son más baratos ya que son un elemento estándar que se produce en serie. La forma curvada de los espejos cilindro parabólicos hace que sean un 15% más eficientes que los espejos Fresnel, pero con el ahorro de costes en materiales, junto con la simplicidad del funcionamiento hacen que la reducción de costes sea superior a la reducción de rendimiento, según varios estudios.

Además soportan menor carga de viento por lo que la estructura de apoyo metálica es más ligera, lo cual además de simplificar el proceso de montaje y reducir los costes, reduce el peso, que como comentábamos antes, es un factor fundamental a la hora de diseñar el colector. También ofrecen ventajas desde el punto de vista operativo. Las filas individuales de espejos son de fácil acceso, la limpieza de los espejos es más sencilla y los componentes son diseñados para un largo tiempo de vida y prácticamente no necesitan mantenimiento. Todo esto contribuye a reducir los costes de mantenimiento y operación.

### 3.2 Tecnología Fresnel

Como comentábamos en el capítulo anterior, los sistemas de captación Fresnel se caracterizan por una serie de espejos delgados situados de manera longitudinal y enfocados hacia un receptor.

Las dimensiones típicas son una altura del receptor respecto a los espejos sea la mitad de la distancia entre los espejos más lejanos entre ellos. Los espejos giran alrededor de un eje longitudinal siguiendo al sol de tal manera que la luz solar sea reflejada en todo momento por todos los espejos en el mismo receptor.

Por el interior de receptor circula el fluido portador del calor, el cual se utilizará en nuestro caso como calor para procesos industriales o para la producción de energía eléctrica.

#### 3.2.1 Sistemas de reflexión y captación.

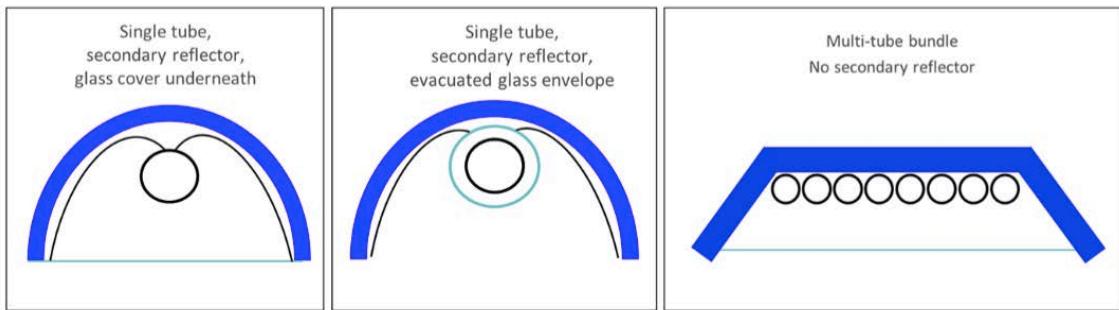
El sistema de reflexión es una variante de un sistema parabólico. Consiste en seccionar una parábola, de manera que en lugar de tener una perfecta como la que tendríamos en un sistema cilíndrico-parabólico, se secciona en espejos más estrechos, dejando el receptor fijo sobre ellos.

De esta manera se evita uno de los principales problemas de los colectores cilíndrico-parabólicos, los fallos en los sistemas de rotación del receptor.

El receptor fijo además, permite que la radiación siempre incida desde abajo, lo cual permite generar vapor directamente. Durante la generación de vapor, hay un momento en el que, si la cantidad de este es demasiado alta, debido a la gravedad, la parte líquida queda por debajo y la parte en forma de vapor por encima.

Si el receptor está en movimiento, lo que está por debajo gravitacionalmente no coincide con la zona central del eje del receptor, de manera que, en horas de la mañana o de la tarde en las que el receptor este lo suficientemente girado, la radiación máxima estaría llegando por un lateral de este. Esto podría significar que la radiación estuviese llegando a una zona en la que solo hubiese vapor. Esto se evita en colectores Fresnel, donde toda la radiación llega siempre desde abajo.

Se distingue además entre dos tipos de receptores: de un solo tubo o multitubo. Además dentro de los de un solo tipo se podemos diferenciar entre los que poseen la una cubierta de vidrio en la parte baja y los que el vidrio envuelve al tubo.



**Ilustración 3.2. Tipos de receptores Fresnel**

Fuente: Fresnel CSP Technology – State of the Art and Market Overview Dr. Andreas Häberle

Cuando se utiliza un solo tubo suele ser de un diámetro de no más de 15 cm. Debido a que la anchura de la planta es mucho mayor que la del tubo se utiliza un reflector secundario con el fin de captar toda la luz que se ha dispersado y que no ha sido concentrada sobre el tubo pueda ser reflejada de vuelta a este.

En cuanto al receptor multitungo, suelen ser de unos 50 cm de ancho, completamente ocupados de tubos estrechos unos al lado de los otros. Esta distribución proporciona una ventaja: La luz que llega al receptor no es uniforme, la concentración de la radiación solar puede ser muy alta en el centro del receptor y más baja en los laterales. De esta manera, es posible comenzar el calentamiento de los tubos por los laterales y finalizarlo en el centro, lo que implica pérdidas energéticas mucho menores. Además en estos receptores el fluido pasa más rápido aumentando el coeficiente de película.

### 3.2.2 Geometría y pérdidas ópticas.

Hay tres diferentes mediciones de área que pueden ser utilizados para definir el tamaño de un colector solar térmico:

**Área bruta:** Calculada como la altura total de la anchura. Por tanto, esta medida puede incluir el marco y la carcasa de colector. Este valor se utiliza con fines de planificación, a la hora de considerar si un colector cabrá en un techo, pero no es realmente útil para cálculos de eficiencia.

**Área de apertura:** Se define como la suma de las proyecciones de sus reflectores primarios en su posición horizontal. Este área ha sido adoptado por la mayoría de las asociaciones de la industria solar como el área de superficie estándar a utilizar en lo relacionado a valores de eficiencia y generación térmica.

**Área absorbbedora:** Se calcula como el área expuesta del absorbedor solar.

Una medida importante más es la altura del colector la cual se define como la altura del centro del absorbedor por encima de los campos de los espejos primarios.

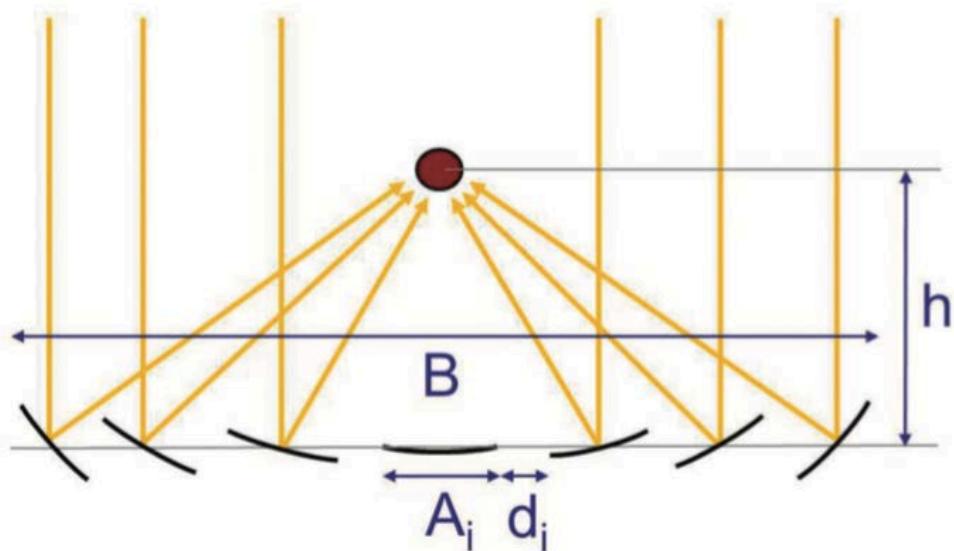


Ilustración 3.3. área de apertura, área bruta y altura del colector.

Fuente: La Tecnología CSP Fresnel: EL estado de La tecnología y una visión general del mercado.  
Dr. Andreas Häberle, 2014)

Las pérdidas ópticas se deben a que el área de apertura no es perpendicular a los rayos incidentes, por lo cual, el área activa se reduce por el coseno del ángulo de incidencia de cada receptor. Otro factor importante de la pérdida óptica es el hecho que las estructuras de soporte se ensombrecen mutuamente y que los receptores también se bloquean mutuamente

(Dr. Andreas Häberle, 2014)

### 3.2.3 Eficiencia

La eficiencia del colector está condicionada por dos tipos de pérdidas; las pérdidas ópticas y las térmicas.

Llamamos eficiencia óptica  $\eta_0$ , a la eficiencia óptima en condiciones ideales y se define de la siguiente manera:

$$\eta_0 = \rho \gamma \tau \alpha \quad (3.1)$$

donde,

$\rho$  , es la reflectancia de las superficies  
 $\gamma$  , es la fracción de los rayos que impactan  
 $\tau$  , es la transmitancia  
 $\alpha$  , es la absorbancia

Por otro lado, la eficiencia térmica viene representada por las pérdidas de calor por conducción, convección y radiación del fluido calorportador con el ambiente debidas a la diferencia de temperatura entre ambos.

Estas pérdidas se cuantifican mediante el coeficiente global de transferencia de calor  $U$ . Este coeficiente depende de las propiedades tanto del fluido caloportador, como del fluido externo al tubo, (normalmente viento), así como de las propiedades de los materiales lo forman.

Mediante una aproximación empírica obtenemos una curva de normalización del siguiente tipo:

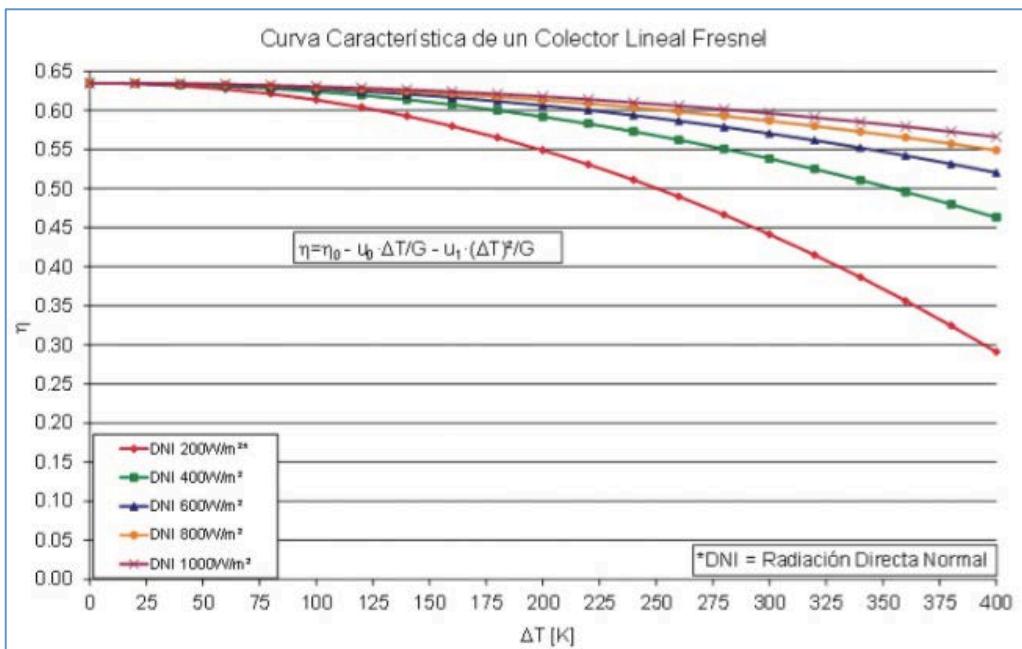


Ilustración 3.4. Ejemplo de una curva de normalización de un colector lineal fresnel  
Fuente: La Tecnología CSP Fresnel: EL estado de La tecnología y una visión general del mercado

Esta curva se obtiene mediante ajuste de resultados experimentales normalizados de un captador, tomados con una irradiancia de  $800\text{W/m}^2$ , viento moderado y una incidencia normal  $\theta_s = 0$ . Proporciona la eficiencia del captador normalizada referida al área de apertura:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G} \quad (3.2)$$

Donde:

$G$  , es la irradiancia perpendicular al área de apertura.

$\Delta T$  , es el incremento de temperatura entre el absorbedor y el ambiente.

$a_0, a_1, a_2$ , son constantes siempre mayores que cero, habitualmente proporcionadas por el fabricante.

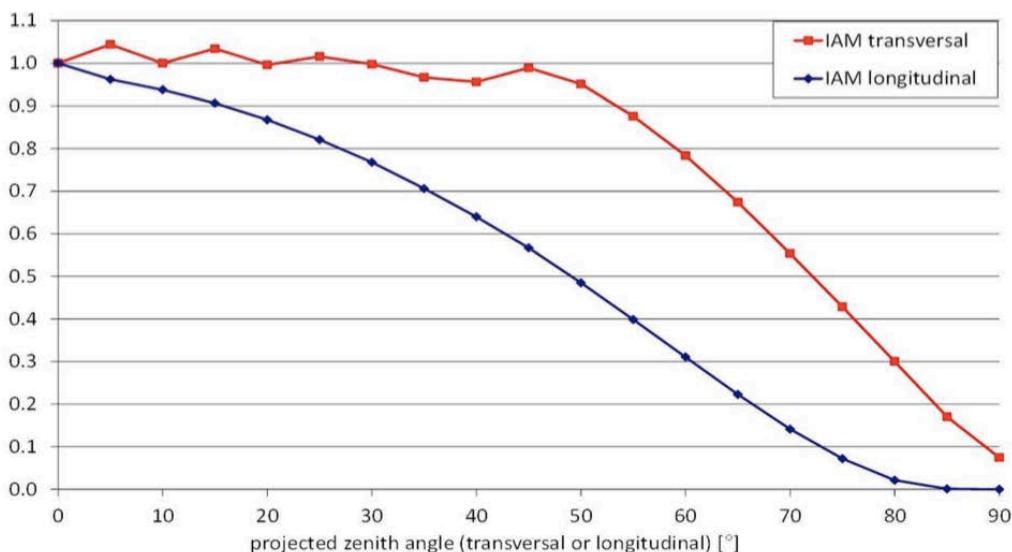
Además,  $a_0 = F' \cdot \eta_0$ , donde  $F'$  es un factor de corrección generalmente similar a 1.

Dependiendo del diseño del colector, su funcionamiento puede variar a medida que lo hace el ángulo entre el colector y el sol. Para describir esta dependencia se utiliza un factor de corrección denominado Modificador Ángulo de Incidencia (IAM, por sus siglas en inglés) el cual se define como la proporción entre la eficiencia óptica con un cierto ángulo de incidencia y la que se daría si el colector recibiese una radiación perpendicular.

Los dos tipos de IAM son los siguientes:

- IAM transversal: mide el cambio en el rendimiento ocasionado por las variaciones en el ángulo del sol a lo largo del día.
- IAM longitudinal: mide el cambio en el rendimiento ocasionado por las variaciones en el ángulo del sol a través del año.

### Incidence angle modifier IAM



**Ilustración 3.5 Ejemplo modificador de ángulo de incidencia (IAM) de un colector Fresnel**  
**Fuente: Fresnel CSP technology for Brazil, Marzo de 2014**

Los aumentos y descensos que se aprecian el IAM transversal son debidos a las sombras ocasionadas por el receptor al moverse por los espejos y los espacios entre ellos.

### 3.3 Mercado del Fresnel de media temperatura

Para realizar este proyecto se ha realizado una búsqueda entre los distintos fabricantes de colectores fresnel de media temperatura, con el fin de utilizar uno como base para los futuros cálculos, sobre todo en lo que a eficiencias se refiere.

#### 3.3.1 Soltigua

Soltigua es una PYME italiana dedicada a la fabricación de colectores solares de concentración de media temperatura, incluyendo tanto colectores cilindro-parabólicos como colectores lineales Fresnel. Estos colectores están orientados a aplicarse en la producción de calor para procesos industriales y frío solar (aplicar la energía solar para generar aire acondicionado).

Poseen una línea de productos Fresnel, llamados colectores FLT's. Son colectores de sistema de concentración lineal que generan calor a partir de 100 KW hasta varios MW de potencia y con temperaturas de hasta 320 °C.

Estos colectores poseen un único tubo receptor, recubierto con vidrio envolvente a este y con un reflector secundario para aumentar la concentración y entregar mayor energía al fluido de trabajo.

Este colector está disponible en 5 modelos que difieren básicamente en su longitud, variando esta entre 25 y 75 m, teniendo todos una anchura de 8,05 m, una temperatura de trabajo de hasta 320 °C y soportando presiones de hasta 20 bar en caso de trabajar con agua y 10 bar si se trabaja con aceite térmico.

#### 3.3.2 Novatec Solar

Novatec Solar es una compañía alemana fundada en 2006. Ha desarrollado un diseño patentado para campos solares que utilizan la únicamente tecnología lineal Fresnel, un proceso de producción automatizado para componentes clave y un sistema automático de limpieza.

La compañía ha desarrollado sus productos en base a un diseño central para estructura de control, reflector primario y el sistema de seguimiento que comparten todos ellos. La unidad receptora es el componente que varía ligeramente entre los diferentes productos.

Básicamente ofrecen dos variantes del mismo producto. Por un lado la denominada “Nova-1 technology”, desarrollada para aplicaciones de vapor en un rango de media y baja temperatura. Por otro lado con el fin de ser aplicado para la generación de potencia mediante un ciclo termodinámico, ofrecen la “Supernova technology”, adecuada para la integración de almacenamiento térmico para así poder proporcionar horas de vapor

incluso cuando el sol no brilla. Este ultimo tipo de colectores cuenta con tubos de absorción de vacío, mientras que el primero no.

En cuanto a las características técnicas del colector Nova-1 de media temperatura, cuenta con 16 filas de espejos, cada uno de los cuales mide 0,75 m de ancho, lo que genera una anchura acumulativa de 12 m. Tienen una altura de 7,4 m medidos a partir de la base del receptor primario que a su vez tiene una altura de entre 0,75 y 1,05 m y una longitud unitaria de cada colector es de 44,8 m.

El agua que fluye por el interior de los tubos se evapora a causa de la energía concentrada convirtiéndose en vapor saturado a 270 °C y 55 bar.

### 3.3.3 Industrial Solar

Industrial Solar es una compañía fundada en 2008 como un spin-off de la alemana PSE AG para la comercialización del colectores Fresnel. Actualmente ofrece soluciones en la gama de potencia media para procesos industriales. Utilizan energía solar térmica, fotovoltaica, y cogeneración de calor y energía. Además, ofrecen asesoramiento en la optimización de los sistemas de energía existentes.

Ofrecen un colector Fresnel llamado LF-11 capaz de proporcionar calor a temperaturas de hasta 400 ° C y operar con presiones de hasta 120 bares. Debido a su diseño modular, el sistema se puede desarrollar desde unos pocos cientos de kW hasta varios MW.

El módulo básico del LF-11 consta de 11 unidades reflectores primarios con una superficie total de espejo de 22 m<sup>2</sup> y un receptor, que consta de en un único tubo de vacío altamente eficiente con recubrimiento de vidrio y acompañado de reflectores secundarios. Estos módulos básicos se combinan en dirección longitudinal para formar filas de colectores.

Cada modulo tiene una longitud de 4,06 m, una anchura de 7,5 m y una altura sobre el la base del receptor primario de 4 m, mientras que este tiene una altura desde el suelo de 0,5 m. Recomiendan un mínimo de 8 módulos (32.5 m) y como longitud estándar 16 módulos (65 m), siendo económicamente más rentable los múltiplos de 16.

### 3.3.4 Abengoa Solar

Abengoa Solar es una compañía internacional española dedicada a la aplicación de tecnologías solares de generación eléctrica. El principal de los segmentos de actividad de Abengoa Solar se basa en el diseño, fabricación, desarrollo y comercialización de componentes para instalaciones solares.

Aun así cuenta entre sus servicios con una línea de sistemas termosolares de media temperatura para aplicaciones industriales, aunque en este caso solo utiliza colectores de espejos cilindroparabólicos.

### 3.4 Colector fresnel LF-11

Tras haber estudiado las características de los colectores anteriormente expuestos, se ha optado por utilizar como base y guía para los cálculos en este proyecto, el colector de Industrial Solar LF-11. No es que se pretenda usar exactamente el mismo colector, pero si tomarlo de referencia de diseño y para la obtención de datos.

Este colector cuenta con una serie de ventajas respecto a los otros. En primer lugar el tamaño de los módulos. Al estar formado por módulos de pequeña longitud aporta una mayor flexibilidad a la hora de conseguir una longitud concreta. Asimismo es capaz de operar con temperaturas mayores que los otros colectores.

Además de las razones técnicas, otro importante motivo por el cual se ha seleccionado este colector, es la abundante cantidad de datos útiles que proporciona el fabricante, muchos de los cuales no son proporcionados por los otros fabricantes.

Uno de los datos más importantes para la realización de este proyecto son las curvas de normalización características del colector, las cuales son facilitadas para este modelo por el fabricante.

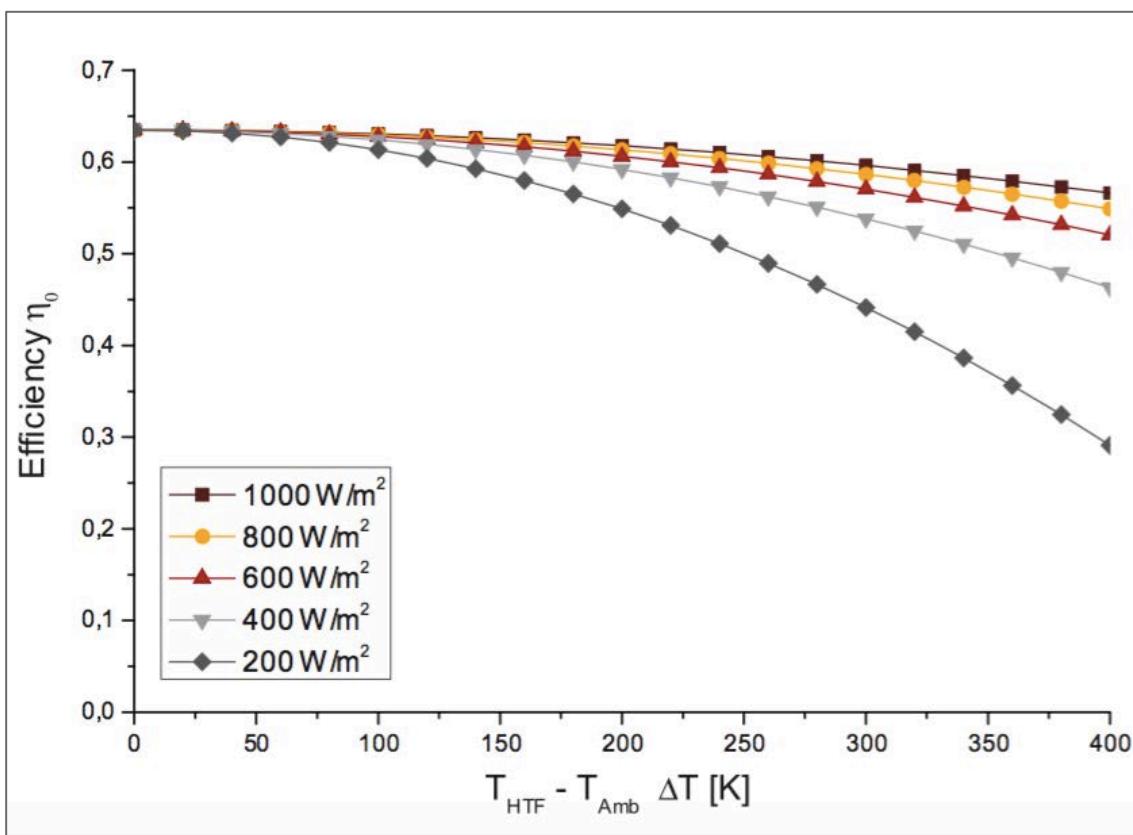


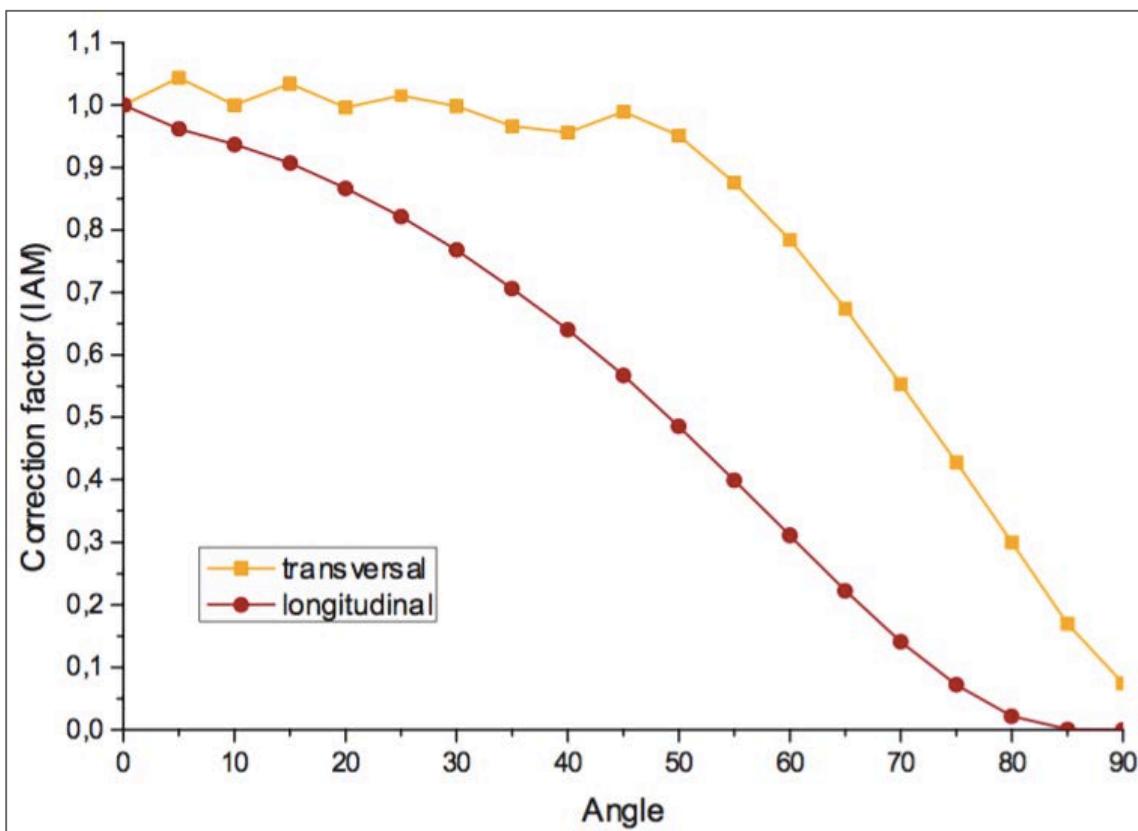
Ilustración 3.6 Curvas características colector LF-11

Fuente: Technical Data Industrial Solar LF-11

Si observamos el gráfico anterior podemos encontrar el valor de la eficiencia óptica  $\eta_0$  cuando  $\Delta T=0$ , punto en el que convergen todas las curvas. El fabricante además nos proporciona un valor numérico exacto:

$$\eta_0 = 0,635$$

También se nos facilitan las curvas para los factores de corrección transversal y longitudinal.



**Ilustración 3.7. Factores de corrección transversal y longitudinal para el colector FL-11**  
Fuente: Technical Data Industrial Solar LF-11

Además se añaden recomendaciones como utilizar un mínimo de 8 módulos (32.5 m de longitud total) aunque la longitud estándar es de 16 módulos (65 m), siendo económicamente más rentable los múltiplos de 16.

Se recomienda también una orientación norte-sur para maximizar la ganancia, aunque cualquier orientación es posible

## 4. Cálculos previos

### 4.1 Condiciones iniciales

Para la realización de este proyecto se han fijado una serie de valores iniciales como base de trabajo con el fin realizar una primera aproximación. Más adelante se estudiará las posibilidades de variación de estos valores.

En primer lugar se han definido las condiciones del aire, fluido caloportador con el que trabajará el colector. Se ha tomado una presión  $P = 2\text{bar}$  y un flujo másico  $\dot{m}_f = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

En cuanto a las temperaturas de trabajo se ha fijado una temperatura de entrada del aire de  $T_i = 100^\circ\text{C}$  y una temperatura de salida de este de  $T_o = 300^\circ\text{C}$ , con lo que obtenemos una temperatura media para el fluido:

$$T_{media} = \frac{T_i - T_o}{2} = 200^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

Respecto a la geometría del colector se ha tomado un diámetro  $D = 0,07\text{m}$  y un ancho de apertura  $Lap = 7,5\text{m}$ , resultando un área transversal del colector:

$$A_t = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 3.848 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

Por ultimo se ha fijado una irradiación solar;

$$G = 800 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

y una temperatura ambiente  $T_{amb} = 30^\circ\text{C}$ .

A partir de estas condiciones iniciales, se prende calcular la longitud necesaria del colector y la temperatura que toma de la superficie del tubo absorbedor.

### 4.2 Rendimiento del colector

Como comentábamos el apartado 3.2.3 el rendimiento de un colector se puede aproximar según la ecuación:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G} \quad (4.3)$$

#### 4.2.1 Obtención de los coeficientes $a_0$ , $a_1$ y $a_2$ .

Para poder calcular el rendimiento de nuestro colector a una determinada temperatura, necesitamos obtener los valores de los coeficientes  $a_0$ ,  $a_1$  y  $a_2$ . Si recordamos;

$$a_0 = F' \cdot \eta_0 \quad (4.4)$$

Para el colector LF-11 se proporcionaba un valor de  $\eta_0 = 0,635$ . Luego, considerando  $F' \approx 1$  obtenemos;

$$a_0 = \eta_0 = 0,635$$

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G} \quad (4.5)$$

El resto de coeficientes podemos obtenerlos a partir de las curvas características del colector.

Para ello se han tomado los rendimientos del colector para las diferentes irradiancias, en intervalos de incrementos de temperatura de 100 °C

$\Delta T$	$\eta(G=1000)$	$\eta(G=800)$	$\eta(G=600)$	$\eta(G=400)$	$\eta(G=200)$
0	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635
100	0,633	0,63	0,627	0,622	0,615
200	0,625	0,62	0,61	0,59	0,55
300	0,595	0,59	0,575	0,54	0,43
400	0,565	0,555	0,525	0,465	0,295

Tabla 4.1. Rendimientos del colector para diferentes irradiancias con aumentos de temperatura de 100°C

Nótese como para  $\Delta T=0$  todos los rendimientos toman el valor  $\eta=\eta_0=0,635$ .

Operando la ecuación 4.5 obtenemos;

$$G \cdot (\eta - \eta_0) = a_1 \Delta T - a_2 \Delta T^2 \quad (4.6)$$

Una vez obtenidos los valores de  $\eta$  para cada incremento de temperatura y valor de irradiación podemos obtener a su vez los valores de  $G \cdot (\eta - \eta_0)$ . Para obtener unos valores más manejables se han dividido los incrementos de temperatura por 1000.

$\Delta T/1000$	$G \cdot (\eta - \eta_0)$				
	G=1000	G=800	G=600	G=400	G=200
0	0	0	0	0	0
0,1	2	4	4,8	5,2	4
0,2	10	12	15	18	17
0,3	40	36	36	38	41
0,4	70	64	66	68	68

Tabla 4.2.  $G \cdot (\eta - \eta_0)$  para diferentes irradiancias con incrementos de temperatura divididos por mil.

Representando estos resultados podemos realizar un ajuste por mínimos cuadrados de tal manera que obtengamos los valores de los coeficientes  $a_1$  y  $a_2$ .

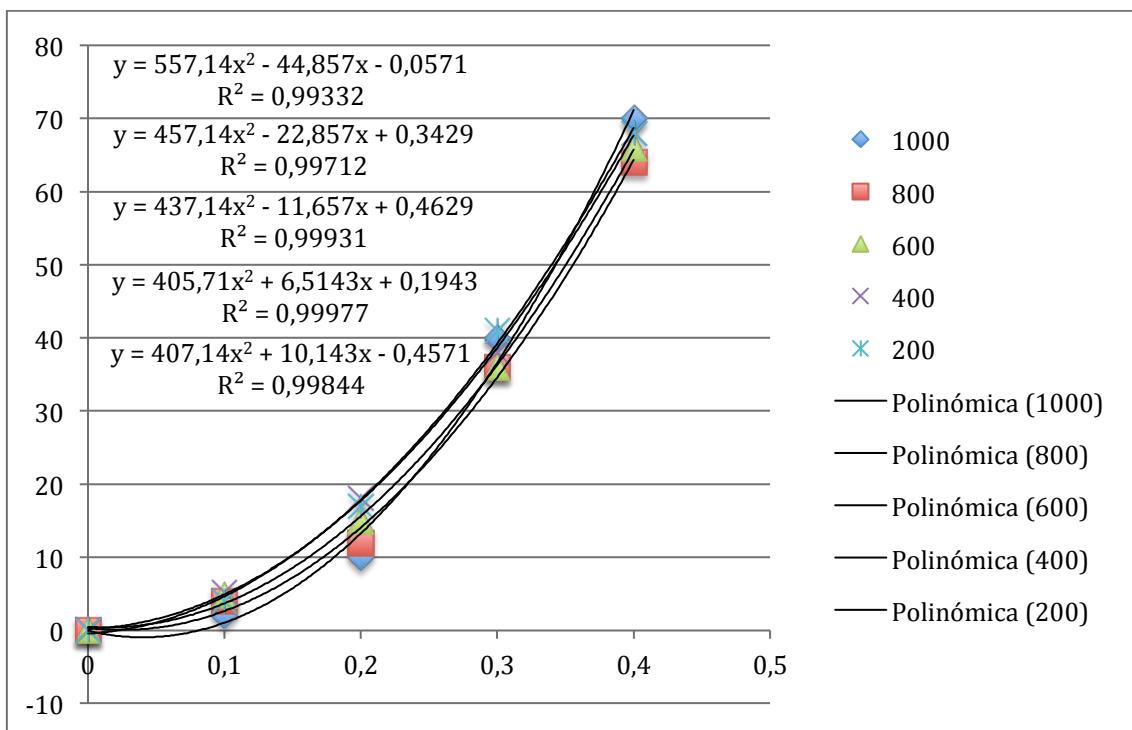


Ilustración 4.1. Ajuste por mínimos cuadrados de los coeficientes  $a_2$  y  $a_1$

Debemos tener en cuenta que estos valores están condicionados por un incremento de temperatura dividido por 1000. Tomando los cinco valores para  $a_1$  y  $a_2$  y realizando una media de estos obtenemos:

$$\frac{a_1}{1000} = -12,54274 \quad , \quad \frac{a_2}{1000^2} = 452,854$$

$$a_1 = -0,01254274 \quad , \quad a_2 = 0,000452854$$

Como podemos observar  $a_1$  toma valor negativo siendo resultado de una media de valores positivos y negativos.

Se conocen los siguientes valores típicos para colectores fresnel:

	<b>a<sub>0</sub></b>	<b>a<sub>1</sub></b>	<b>a<sub>2</sub></b>
<b>Valores típicos</b>	0,65	< 1, ≈ 0,4	$6,5 \times 10^{-4}$
<b>Valores obtenidos</b>	0,63	-0,01254274	$4,52854 \times 10^{-4}$

Tabla 4.3. Valores típicos y valores obtenidos para los coeficientes a<sub>0</sub>, a<sub>1</sub> y a<sub>2</sub>

Podemos comprobar como a<sub>0</sub> y a<sub>2</sub> poseen unos valores similares a los de referencia, a<sub>1</sub> por el contrario es mucho menos, además de resultar negativo. Estos coeficientes deben ser siempre positivos. Al ser resultado de una media entre valores positivos y negativos cercanos a uno se ha considerado como primera aproximación igual a cero.

Para comprobar la validez de estos coeficientes se han recalculado los valores de  $\eta$  utilizando los nuevos coeficientes, según la ecuación 4.5, obteniendo los siguientes resultados:

<b>T</b>	<b>n</b>				
	1000	800	600	400	200
<b>0</b>	0,635	0,635	0,635	0,635	0,635
<b>100</b>	0,6304714	0,62933932	0,62745243	0,6236786	0,612357
	6	5	3	5	3
<b>200</b>	0,6168858	0,6123573	0,60480973	0,5897146	0,544429
	4		3		2
<b>300</b>	0,5942431	0,58405392	0,5670719	0,5331078	0,431215
	4	5		5	7
<b>400</b>	0,5625433	0,5444292	0,51423893	0,4538584	0,272716
	6		3		8

Tabla 4.4. Valores de rendimiento utilizando los coeficientes calculados mediante ajuste por mínimos cuadrados.

A cada uno de estos resultados se les ha restado los valores iniciales tomados de las curvas características del colector de la tabla 4.1 para obtener el error cometido en el ajuste y se ha realizado una media de todos estos obteniendo un valor medio de error:

$$\varepsilon = \eta_{inicial} - \eta_{obtenido} = 0,005401247$$

Para mayor comprobación, se han representado las curvas obtenidas con estos coeficientes y se han superpuesto a las curvas características a partir de las cuales se obtuvieron

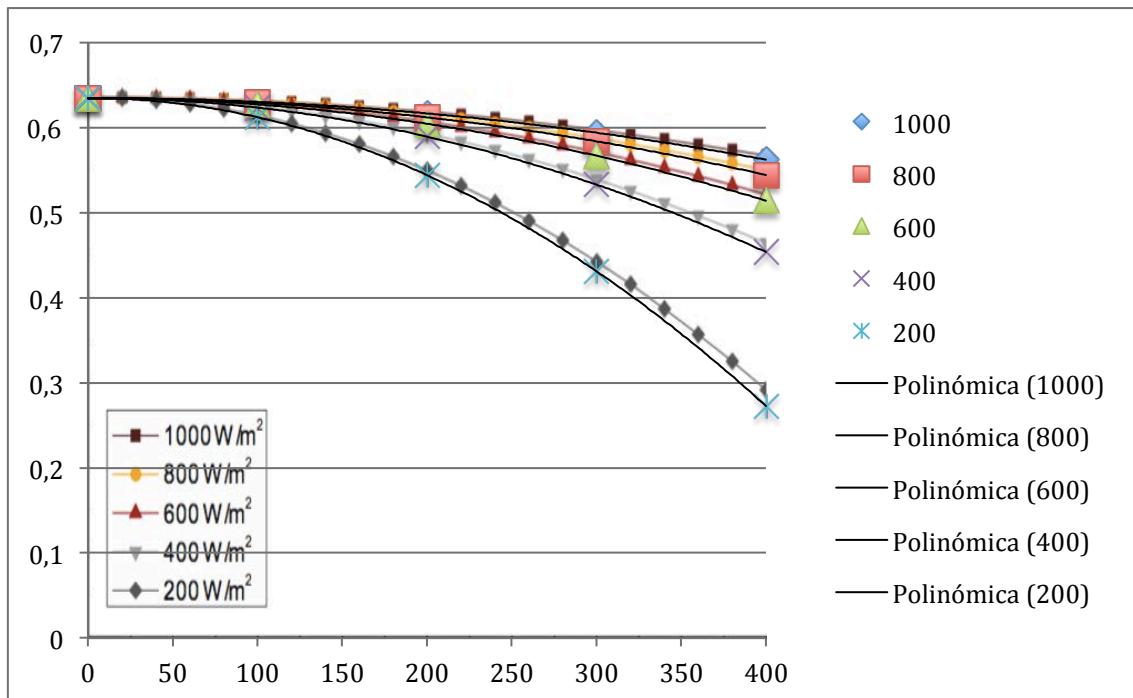


Ilustración 4.2 Curvas características del colector superpuestas con las curvas características calculadas a partir de los coeficientes obtenidos por ajuste por mínimos cuadrados.

Como podemos observar, las curvas se ajustan bastante bien a las proporcionadas para este colector. El error aumenta según disminuyen los valores de radiación y aumentan los incrementos de temperatura. Vemos como para valores de radiación altos, el error es mucho menor.

Se ha intentado aplicar al coeficiente  $a_1$  valores distintos de cero, como por ejemplo el valor típico  $a_1 = 0,4$ , pero los resultados empeoran, por lo que finalmente se han tomado como coeficientes de la curva característica del colector:

$$a_0 = 0,635$$

$$a_1 = 0$$

$$a_2 = 4,52854 \times 10 - 4$$

#### 4.2.2 Calculo del rendimiento

En el caso de un colector funcionando con agua como fluido de transferencia de calor puede utilizarse para calcular el incremento de temperaturas la diferencia entre la temperatura ambiente y la del fluido interno. Se utiliza esta temperatura ya que el coeficiente de conducción del agua es relativamente elevado, por lo que la temperatura del absorbedor y la de el fluido son similares entre si.

En este caso en el que el fluido es un gas con un coeficiente de convección mucho menor no puede realizarse esta simplificación y debemos calcular el incremento de temperaturas como la diferencia entre la temperatura ambiente y la de la superficie del absorbedor.

Como esta ultima temperatura es un dato de los que buscamos calcular, obtendremos, por el momento, el rendimiento utilizando la temperatura media como primera aproximación:

$$\eta = a_0 - a_2 \frac{(T_{media} - T_{amb})^2}{G} \quad (4.7)$$

$$\eta \approx 0,635 - 0,0004529 \frac{W}{m^2 \cdot K^2} \frac{(473,15K - 303,15K)^2}{800 \frac{W}{m^2}} = 0,619$$

El valor del rendimiento real deberá ser hallado junto con los valores de longitud y temperatura de la superficie.

#### 4.3 Propiedades del aire

La primera de las propiedades del aire que debe ser calculada es la densidad. Para ello se ha utilizado la ecuación de estado de los gases ideales.

$$P \cdot V = R_g \cdot T \quad (4.8)$$

Donde  $V = 1/\rho$ . Para obtener el valor de  $R_g$  utilizamos la constante universal de los gases ideales y el peso molecular del aire:

$$R_g = \frac{R}{PM} \quad (4.9)$$

$$R = 8.314 \frac{J}{mol \cdot K} \quad , \quad PM = 28.95 \frac{g}{mol}$$

$$R_g = 287.185 \frac{J}{Kg \cdot K}$$

Con lo que finalmente obtenemos una densidad media a lo largo del conducto:

$$\rho = \frac{P}{R_g \cdot T_{media}} = 1.472 \frac{kg}{m^3} \quad (4.10)$$

Para calcular el valor del calor específico a presión constante,  $c_p$ , se han utilizado las siguientes relaciones:

$$c_p = c_v - R_g \quad , \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.11)$$

Se ha tomado como valor para el coeficiente de dilatación adiabática para aire seco a 200°C  $\gamma = 1,398$ . Operando las dos anteriores ecuaciones se obtiene:

$$c_p = \frac{R_g}{1 - \frac{1}{\gamma}} = 1,009 \cdot 10^3 \frac{m^2}{K \cdot s^2} \quad (4.12)$$

En cuanto a la viscosidad  $\mu$ , y la conductividad térmica  $k$ , se han tomado unos valores para presiones a una atmósfera. A bajas presiones, estos parámetros son independientes de la presión. A una temperatura media del aire  $T_{media} = 200^\circ C$ :

$$\mu = 23.45 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$k = 0.03374 \frac{W}{m \cdot K}$$

#### 4.4 Parámetros adimensionales y coeficiente de convención

En el caso de este proyecto, en el que se tiene un fluido circulando por un conducto, se produce una transferencia de calor entre la superficie de este y el fluido, denominada

transferencia de calor por convección,  $h$ . Para poder realizar todos los futuros cálculos es necesario el cálculo del coeficiente de convección, para lo cual es además necesario el previo cálculo de una serie de parámetros adimensionales típicos en todos los procesos de transferencia de calor.

El primero de ellos es el número Reynolds, definido como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (4.13)$$

Podemos obtener la velocidad media del fluido  $v$ , como:

$$v = \frac{\dot{m}_f \cdot 4}{D^2 \cdot \pi \cdot \rho} = 88,27 \frac{m}{s} \quad (4.14)$$

Con lo que el Reynolds resulta:

$$Re = 3.878 \cdot 10^5$$

A partir de valores de Reynolds  $Re > 2300$ , como es el caso, se considera que el flujo es turbulento. El siguiente valor a calcular es el número de Prandlt:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = 0,701 \quad (4.15)$$

Por último obtenemos el número de Nusselt, el cual se define como:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (4.16)$$

Como vemos obteniendo el número de Nusselt, se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , que se desea encontrar. Para ello se ha utilizado la correlación de Gnielinski, válida para valores de Prandlt y Reynolds dentro de los rangos  $0.5 < Pr < 2000$  y  $3000 < Re < 5 \times 10^6$ , en los cuales nos encontramos.

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,27 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.17)$$

Para calcular el factor de fricción,  $f$ , se ha utilizado la ecuación de Colebrook simplificada, valida para flujo turbulento con rugosidad intermedia:

$$f = \left[ -1,8 \cdot \log \left[ \left( \frac{\varepsilon_r}{3} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \right]^{-2} \quad (4.18)$$

tomando como rugosidad  $\varepsilon = 0.1\text{mm}$  y como rugosidad relativa  $\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} = 1.429 \cdot 10^{-3}$  se obtiene:

$$f = 0,023$$

$$Nu = 916.718$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} = 441.858 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

## 4.5 Calculo de la longitud, temperatura de la pared y rendimiento.

Para los cálculos realizados en este apartado se ha tomado como hipótesis adición de calor constante, aunque realmente se producen ligeras variaciones a lo largo de este, debido al aumento de la temperatura de la pared. Aun así supone una buena aproximación.

La transferencia de calor entre un conducto y un fluido en movimiento que fluye por el interior de este se puede cuantificar de dos maneras.

La primera de ellas es mediante la ley de enfriamiento de Newton aplicada a flujo en conductos que define el calor transferido, como la diferencia de temperaturas entre la superficie del conducto y el fluido, multiplicada por el coeficiente de convección y por el área de la superficie de contacto entre ambos.

$$q = (T_{wall} - T_{media}) \cdot h \cdot A_s \quad (4.19)$$

$$A_s = \pi \cdot D \cdot L_T \quad (4.20)$$

Debe concretarse que la temperatura de la pared,  $T_{wall}$ , es una media de la temperatura de esta a lo largo del conducto. Según va aumentando la temperatura del fluido que transcurre por el interior, aumenta con ella la temperatura de la pared. Por el momento

se trabajara con la temperatura media, y más adelante se estudiara como varia esta a lo largo del conducto.

El segundo método para calcular el calor transferido al fluido, es realizar un balance de energía en el conducto, del que se obtiene la ecuación general de la temperatura media del flujo en conductos:

$$\dot{m}_f c_p \frac{dT_m}{dx} = q'' P_c \quad (4.21)$$

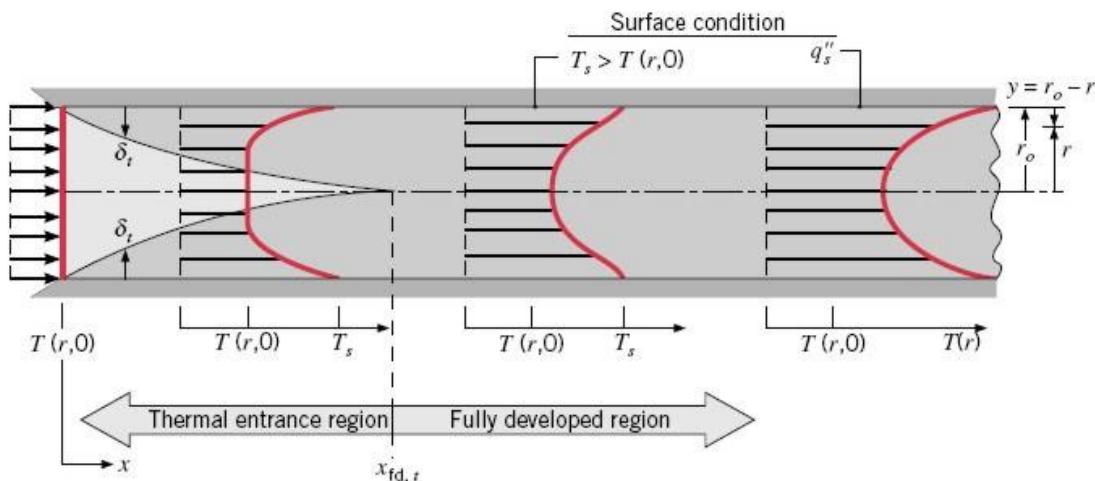
Integrando esta ecuación para un caso con flujo uniforme de calor ( $q'' = \text{cte}$ ), entre dos puntos  $x_1$  y  $x_2$ , se obtiene:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q'' P_c}{\dot{m}_f c_p} = \text{cte} \quad T_m(x_2) - T_m(x_1) = \frac{q'' P_c}{\dot{m}_f c_p} x \quad (4.22)$$

Debe tenerse en cuenta que  $q''$  es un calor por unidad de área, que multiplicándolo por el perímetro  $P_c$  y una longitud  $x$  se obtiene el calor total  $q$ . Despejando y tomando como puntos de referencia la entrada y salida del conducto se obtiene:

$$q = \dot{m}_f c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) \quad (4.23)$$

Las temperaturas de entrada y salida del conducto, son temperaturas medias a lo largo del eje radial. Estas serán más altas en las zonas más cercanas a la pared y disminuirán hacia el centro como se muestra en la imagen:



**Ilustración 4.3. Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular calentado**  
Fuente: Transferencia de calor y materia. (Rebollo, 2014)

Por otro lado el calor transferido al tubo se pude calcular como la irradiación solar por unidad de área multiplicada por el área superficial  $A_s$ . Además para corregir las pérdidas de calor con el exterior y las pérdidas ópticas se debe incluir el rendimiento del colector que habíamos estimado como  $\eta \approx 0,619$  pero que ahora se deberá calcular utilizando la temperatura de la superficie  $T_w$ .

$$q = G \cdot L_{ap} \cdot L_T \cdot \eta_T \quad (4.24)$$

Con lo que finalmente se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$(T_{wall} - T_{media}) \cdot h \cdot \pi \cdot D \cdot L_T = G \cdot L_{ap} \cdot L_T \cdot \eta_T \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_f c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) = G \cdot L_{ap} \cdot L_T \cdot \eta_T \quad (4.27)$$

$$\eta_T = a_0 - a_2 \frac{(T_{wall} - T_{amb})^2}{G} \quad (4.28)$$

Resolviendo:

$$T_{wall} = 510.852 \text{ K}$$

$$L_T = 27.536 \text{ m}$$

$$\eta_T = 0.611$$

## 4.6 Cálculos con aletas

Para aumentar la transferencia de calor y con ello reducir la temperatura de la pared y la longitud del tubo se estudiara la posibilidad de incluir aletas en el interior del tubo. Estas aletas aumentaran la superficie de contacto entre el tubo y el fluido, aumentando así la transferencia de calor. A los parámetros que se modifiquen respecto del cálculo anterior se les añadirá el subíndice  $f$ (del inglés *fin*).

Como punto de partido se ha fijado un número de aletas,  $N_f = 8$ , con un espesor de  $e_f = 0,5\text{mm}$ , con la intención de formarlas a partir de una lamina fina de aluminio adherida al tubo por la parte interior. Se ha tomado como longitud de las aletas,  $L_f = D/2,5 = 0,28\text{m}$ .

Cuando se trabaja con conductos no circulares, no se dispone de un diámetro, por lo que es necesario definir un valor alternativo a este para ser utilizado en cálculos como el Reynolds. Para ello se utiliza el diámetro hidráulico, definido como:

$$D_h = \frac{4A_{tf}}{P_f} \quad (4.29)$$

$$A_{tf} = \pi \left( \frac{D}{2} \right)^2 - N_f \cdot L_f \cdot e_f = 3,736 \cdot 10^{-3} m^2 \quad (4.30)$$

$$P_f = (\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot (2L_f + e_f) \quad (4.31)$$

$$D_h = 2,238 \text{ cm}$$

Con estos nuevos valores de área transversal  $A_{tf}$ , y diámetro hidráulico  $D_h$ , se debe recalcular la velocidad y el número de Reynolds:

$$v_f = \frac{\dot{m}_f}{A_{tf} \cdot \rho} = 90,916 \frac{m}{s} \quad Re_{Dh} = \frac{\rho \cdot v_f \cdot D_h}{\mu} = 1.277 \cdot 10^5 \quad (4.32)$$

A partir de los cuales podemos obtener los nuevos valores del Nusselt y del coeficiente de transferencia de calor por convección:

$$f_f = \left[ -1,8 \cdot \log \left[ \left( \frac{\varepsilon_r}{3} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re_{Dh}} \right] \right]^{-2} = 0,024 \quad (4.33)$$

$$Nu_f = \frac{\frac{f_f}{8} (Re_{Dh} - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,27 \cdot \left( \frac{f_f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = 312.248 \quad (4.34)$$

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k}{D_h} = 470.809 \frac{W}{m^2 K} \quad (4.35)$$

Además hay que añadir un valor de rendimiento de las aletas:

$$\eta_f = \frac{\tanh [m_{fin} \left( L_f + \frac{e_f}{2} \right)]}{m_{fin} \left( L_f + \frac{e_f}{2} \right)} \quad m_{fin} = \left( \frac{h_f \cdot 2}{k_{al} \cdot e_f} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.36)$$

Donde  $k_{al} = 237 \frac{W}{m \cdot K}$

$$m_{fin} = 89.141 \quad , \quad \eta_f = 0.392$$

El nuevo sistema de ecuaciones con estos nuevos valores queda de la siguiente manera:

$$(T_{wf} - T_{media}) \cdot h_f [(\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot \eta_f \cdot (2L_f + e_f)] \cdot L_{Tf} = G \cdot L_{ap} L_{Tf} \cdot \eta_{tf} \quad (4.37)$$

$$\dot{m}_f c_p (T_o - T_i) = G \cdot L_{ap} \cdot L_T \cdot \eta_{tf} \quad (4.38)$$

$$\eta_{tf} = a_0 - a_2 \frac{(T_{wf} - T_{amb})^2}{G} \quad (4.39)$$

Resolviendo se obtiene:

$T_{wallf} = 493,07 K$	$T_{wall} = 510,852 K$	$T_{media} = 473 K$
$L_{Tf} = 27,356 m$	$L_T = 27,536 m$	$\eta_{estimado} = 0,619$
$\eta_{Tf} = 0,615$	$\eta_T = 0,611$	

Se han añadido a los resultados, a modo comparativo, los valores calculados anteriormente sin aletas, la temperatura media del fluido y el rendimiento previamente estimado utilizando la temperatura del aire.

Como podemos comprobar, al introducir aletas la temperatura de la pared disminuye notablemente, debido al aumento de transferencia a de calor, acercándose más a la temperatura media del fluido. Sin embargo la longitud del tubo a penas disminuye, ya que esta depende del área de apertura.

En cuanto al rendimiento, se puede apreciar que prácticamente no varía respecto al anterior, y además vemos como también la estimación realizada previamente se encuentra en un valor muy próximo al real.

## 5. Estudio paramétrico

### 5.1 Variaciones respecto del número de aletas

Con el fin de realizar un estudio del número de aletas óptimo para este proyecto se han recalculado todos los parámetros anteriores, expresándolos en función de  $N_f$ .

Al variar el número de aletas, varía también el diámetro hidráulico, el área transversal y el perímetro. Por este motivo estos valores deben ser expresados como una función del número de aletas en vez de como un valor en sí.

Del mismo modo deben expresarse todos los siguientes parámetros que dependen de estos, tales como el coeficiente de transferencia de calor por convección o el rendimiento de las aletas. De este modo, finalmente se ha obtenido un sistema de ecuaciones similar al anterior pero expresado en función del número de aletas  $N_f$ .

Para comprobar que el sistema esta bien planteado, se ha solucionado asignando un valor  $N_f=0$  para comprobar que se obtienen los mismos resultados que en los cálculos previos sin aletas:

$$T_{wallf}(N_f = 0) = 510.852 \text{ K} \quad T_{wall} = 510,852$$

$$L_{Tf}(N_f = 0) = 27.536 \text{ m} \quad L_T = 27,536$$

$$\eta_{Tf}(N_f = 0) = 0.611 \quad \eta_T = 0,611$$

Como podemos ver los resultados calculados utilizando un sistema de ecuaciones en función del número de aletas, dando un valor a estas igual a cero, son exactamente iguales que los calculados directamente para un colector sin aletas. Esto demuestra que el sistema se ha planteado de forma correcta.

Mathcad permite resolver sistemas en función de una variable, asignándola un rango de valores, de tal manera que devuelve una solución para cada uno de estos valores. Se han representado gráficamente las soluciones a este sistema para un intervalo de valores entre 0 y 16 aletas, para así poder observar como varían los resultados:

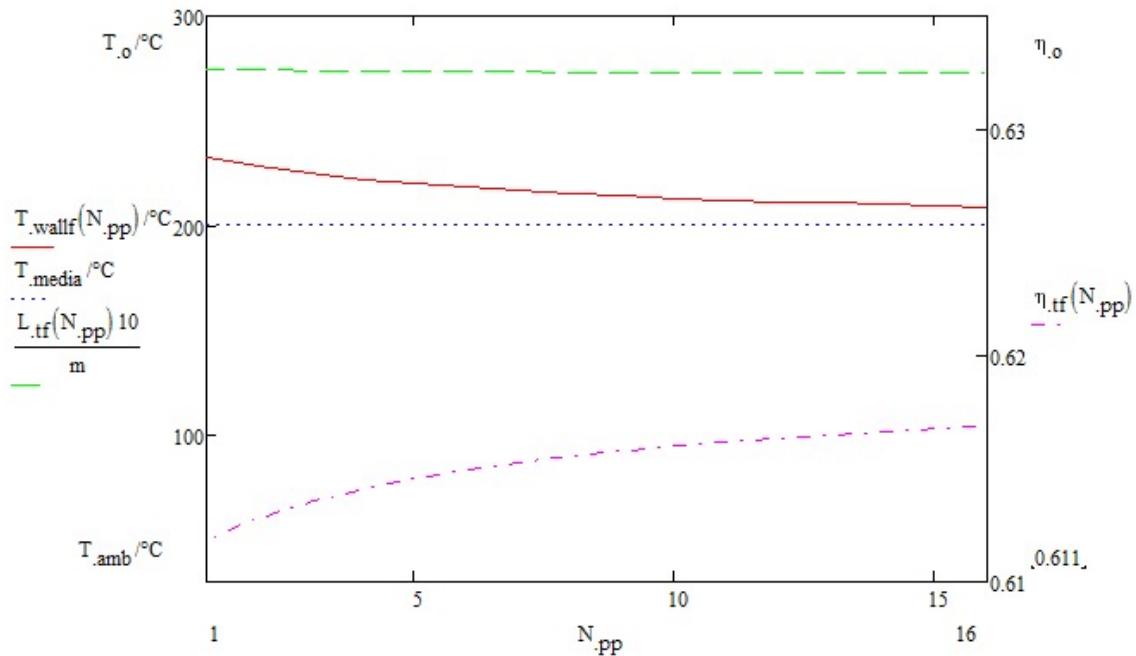


Ilustración 5.1. Variación de la temperatura de pared, la longitud del tubo y el rendimiento en función del número de aletas. [°C]

Para una mayor visibilidad se han expresado las temperaturas en °C y se ha multiplicado por 10 la longitud del tubo.

Se ha añadido además el valor de la temperatura del fluido que lógicamente se mantiene constante. No se debe olvidar que la temperatura del fluido se ha fijado inicialmente determinando un valor de entrada y otro de salida del colector, por lo que al variar el número de aletas y con ello la transferencia de calor, varía la longitud del tubo necesaria para conseguir estas temperaturas, la temperatura que toma la pared y el rendimiento.

En este caso podemos observar como aumentando el número de aletas disminuye notoriamente la temperatura que toma la pared, desde  $T_{wallf}(N_f = 0) = 510,852K$  hasta  $T_{wallf}(N_f = 16) = 482,176K$ . Aun así el descenso más significativo se produce entre una y cinco aletas.

Sin embargo la longitud del tubo apenas varía, debido a que, a pesar del descenso de la temperatura de la pared el rendimiento no aumenta demasiado. (Aunque gráficamente pueda parecer que aumenta, si observamos los valores numéricos, varía en tan solo en torno a un 1%).

### 5.1.1 Pérdida de carga

Durante el paso de un flujo por un conducto se produce una pérdida de presión por fricción a lo largo de este que se caracteriza como:

$$\Delta P_f = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \cdot f_f \cdot \frac{L_T}{D_h}$$

(5.1)

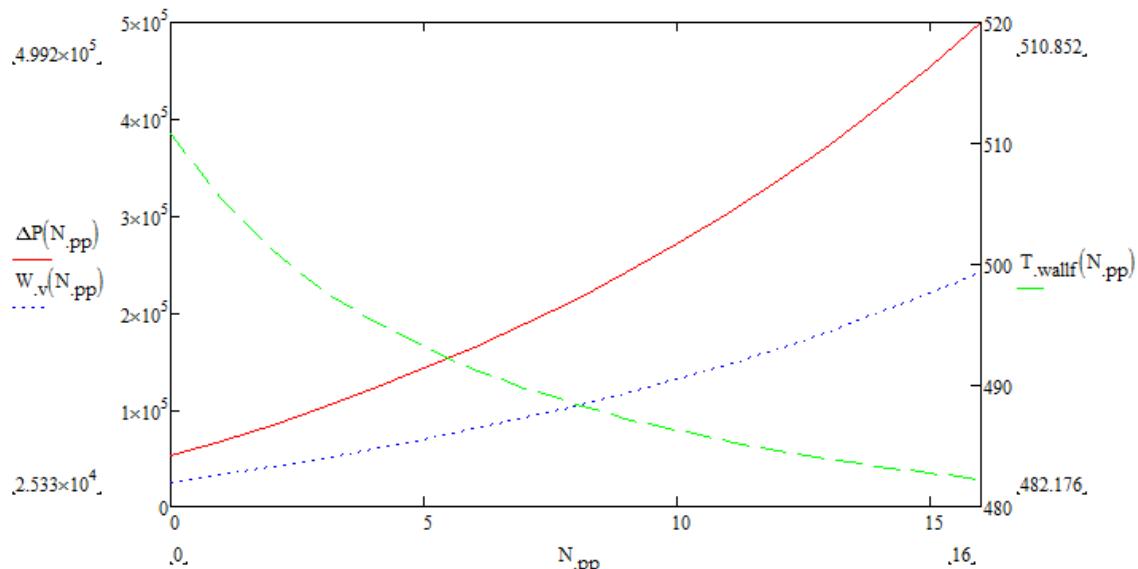
Para hacer frente a esta caída de presión se debe utilizar un ventilador que mantenga el nivel de presión en el conducto, cuya potencia se obtiene como:

$$W_v = \frac{\Delta P_f \cdot \dot{m}_f}{\eta_v \cdot \rho}$$

(5.2)

Donde  $\eta_v$  es el rendimiento del ventilador  $\eta_v = 0,7$

Expresando estas dos ecuaciones en función del número de aletas podemos obtener la variación en la caída de presión y la potencia del ventilador necesario para cada cantidad de estas:



**Ilustración 5.2. Caída de presión, potencia del ventilador y temperatura de la pared en función del número de aletas. [Pa]**

Como se observa en el gráfico, tanto la pérdida de presión como la potencia de la bomba aumentan considerablemente al hacerlo el número de aletas. Esto es debido a que al aumentar el número de aletas, disminuye el diámetro hidráulico, que como vemos es un factor que divide en la ecuación de la caída de presión. Pero además, al disminuir este aumenta la velocidad del flujo, cuya influencia en la pérdida de presión está elevada al cuadrado.

Así mismo aumenta también la potencia necesaria, la cual es directamente proporcional a la pérdida de presión, ya que el resto de variables se mantienen constantes.

Por lo tanto desde el punto de vista de la presión es conveniente un número de aletas lo más bajo posible. Sin embargo el aumento de estas como vimos anteriormente favorece la transferencia de calor, por lo que ha representado además el descenso de temperatura de la pared al aumentar el número estas con el fin de buscar un número de aletas óptimo. Este óptimo se encontrara en números de aletas entre 0 y 5, ya que en este rango, la temperatura de la pared desciende considerablemente, mientras que la pérdida de carga y la potencia del ventilador no aumentan demasiado.

Un dato significativo a estudiar, es la reacción entre la potencia calorífica del que se obtiene del sol y la potencia requerida por el ventilador,

$$\frac{W_v}{q} \quad \text{donde} \quad q = G \cdot L_{ap} \cdot T_{Tf} \cdot \eta_{Tf} = 100.875 \text{ W}$$

(5.3)

Se obtienen unos valores:

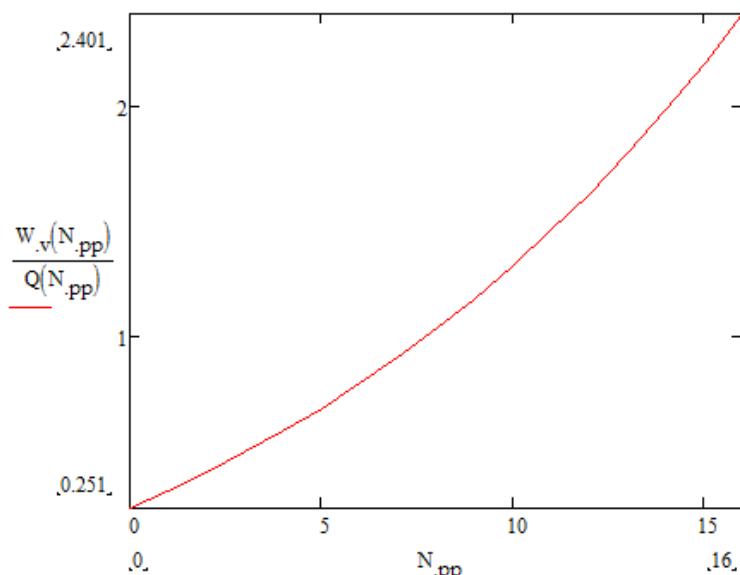


Ilustración 5.3. Variación de la relación  $Wv/Q$  en función del número de aletas

$N_f = 0$	$N_f = 1$	$N_f = 2$	$N_f = 3$	$N_f = 4$	$N_f = 5$
0.251	0.327	0.407	0.494	0.587	0.687

Tabla 5.1. La relación  $Wv/Q$  para número de aletas entre 0 y 5.

La relación entre estos parámetros es demasiado alta. Como vemos para valores de  $N_f$  mayores de 8 incluso supera el valor de la unidad, lo cual significa que se necesita más potencia para mantener la carga de la que se obtiene del sol. Para valores de entre 0 y 5 aletas se obtienen los resultados que se pueden contemplar en la tabla, que aunque son demasiado altos, se encuentran por debajo de uno.

Se tomará, por tanto un número de aletas  $N_f = 4$  y se estudiará la manera de reducir la pérdida de carga.

## 5.2 Variaciones en función del diámetro

Como veíamos anteriormente, uno de los factores que más influyen a aumentar la pérdida de carga, es la velocidad del flujo. Esta depende a su vez directamente del diámetro del tubo (o diámetro hidráulico en este caso), luego, si aumentamos este, conseguiremos reducir las pérdidas de presión y con ello aumentar la relación  $W_v/q$ .

Para cuantificar como varían todas las variables en función del diámetro se han redefinido todas ellas en función del diámetro, al igual que se hizo en el anterior apartado en función del número de aletas. En este caso se variara el diámetro base del tubo, expresándose el diámetro hidráulico en función de este. Además la longitud de las aletas también dependen del diámetro, ya que se definieron como  $L_f = D/2,5$ . A partir de aquí, todos los demás parámetros, como el Reynolds, el factor fricción o el coeficiente de transferencia de calor por convección, quedan dependientes al diámetro.

Se ha resuelto en nuevo sistema de ecuaciones para valores de diámetro comprendidos entre 1 cm y 30 cm y se han representado gráficamente obteniendo los siguientes resultados:

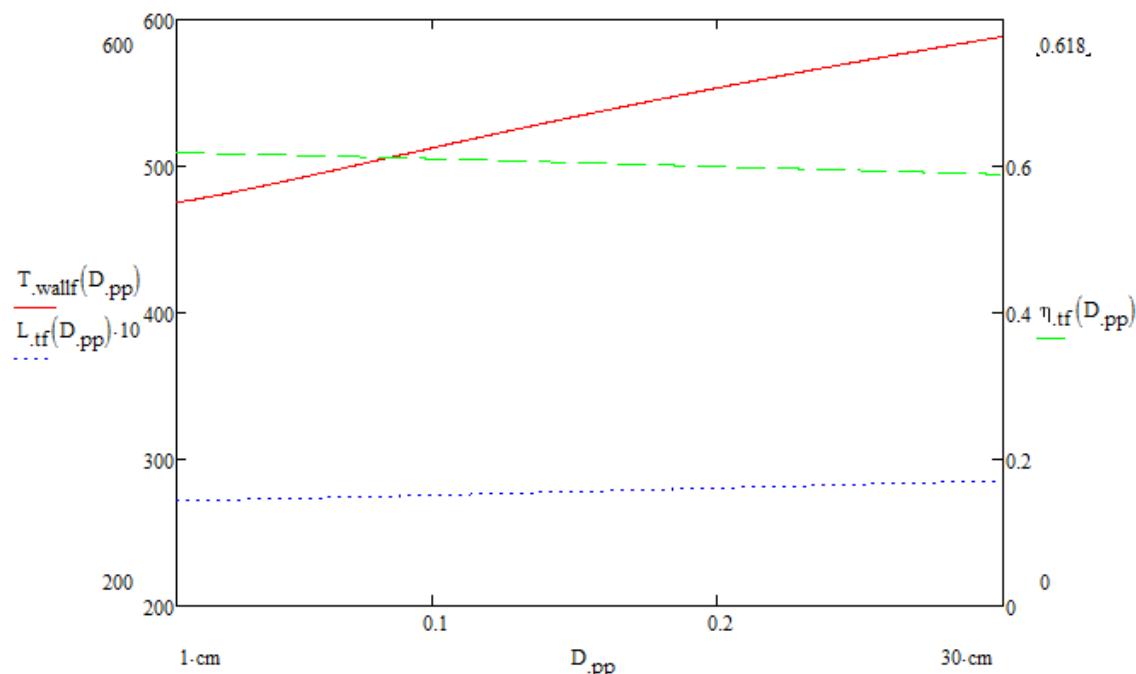


Ilustración 5.4. Variación de la temperatura de pared, longitud y rendimiento del colector en función del diámetro y con un número de aletas  $N_f=4$ . [K]

Como podemos observar el la temperatura de la pared aumenta considerablemente a medida que lo hace el diámetro. Desde el punto de vista de la transferencia de calor se debería aumentar el diámetro lo menos posible, aunque por otro lado, este aumento de temperatura de la pared no afecta significativamente al rendimiento del colector, ni a la longitud total de este.

Para comprobar si el aumento del diámetro realmente influye en mejorar las pérdidas de presión, se han representado las pérdidas de carga y la potencia del ventilador. Además se ha representado la potencia  $q$  para así poder comparar.

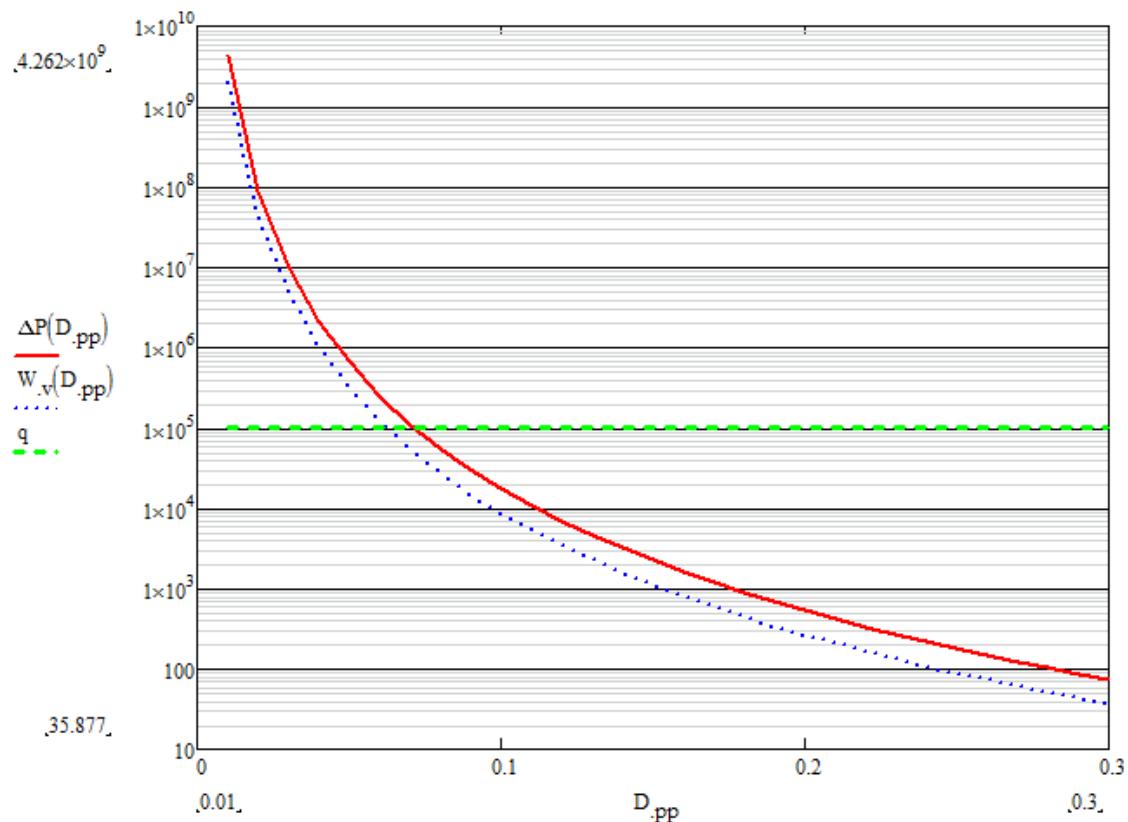


Ilustración 5.5. Variación de la pérdida de carga y potencia necesaria del ventilador en función del diámetro, en escala logarítmica y con  $N_f=4$  [Pa]

Se ha representado en escala logarítmica debido a que el descenso de la pérdida de carga con el diámetro es tan bruto que en una escala normal se obtiene prácticamente una línea recta vertical para valores muy bajos de  $D$ .

Para comprobar que estos valores son correctos y que los cálculos están bien realizados, se ha comparado el valor de  $W_b$  que obteníamos en el estudio según el número de aletas para un valor de aletas  $N_f=4$ , con el que se obtiene en este fijando un valor de diámetro  $D=0,07\text{m}$ , que fue el que se utilizó en el estudio del número de aletas.

$$W_v(N_f = 4) = 5.421 \cdot 10^4 \text{ W}$$

$$W_v(D = 0,07) = 5.421 \cdot 10^4 \text{ W}$$

Si aumentamos en valor del diámetro disminuirá notablemente la pérdida de presión, pero con ello aumentará también la temperatura superficial. En realidad esto no es un

gran problema, ya que el rendimiento no disminuye a penas y por tanto la longitud del tubo practicante no aumenta.

Si tomamos un valor  $D = 0,1\text{m}$  obtenemos

$$\Delta P_f(D = 0,1) = 1.759 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

$$W_v(D = 0,1) = 8.534 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$\frac{W_v}{q}(D = 0,1) = 0.085$$

En comparación con:

$$\frac{W_v}{q}(D = 0,07) = 0.587$$

La nueva temperatura de la pared, rendimiento, y longitud del colector con este diámetro son los siguientes:

$$T_{wallf} = 512,581 \text{ K}$$

$$\eta_{Tf} = 0,61$$

$$L_{Tf} = 27,554 \text{ m}$$

### 5.3 Distribución de temperaturas

Con estos nuevos valores de diámetro y número de aletas, se ha calculado la distribución de temperaturas a lo largo del conducto. Como comentábamos en el anteriormente, la temperatura de la pared  $T_{wall}$ , es una media de la temperatura de esta a lo largo del conducto. En este apartado se han utilizado unos nuevos subíndices para distinguir las temperaturas medias a lo largo del tubo  $T_{media}$  y  $T_{wall}$ , de las temperaturas reales en cada punto de este  $T_m(x)$  y  $T_w(x)$ .

Para realizar este estudio se mantiene la hipótesis planteada anteriormente por la que nos encontramos en un caso de adicción de calor de forma constante.

Si recordamos a partir de la ecuación general para la temperatura media del flujo en conductos de la que se obtenía la siguiente distribución de temperaturas para el fluido entre dos puntos:

$$T_m(x_2) - T_m(x_1) = \frac{q'' P_c}{\dot{m}_f c_p} x \quad (5.4)$$

Luego, expresándolo en términos de nuestro colector, la temperatura del fluido a lo largo del conducto sigue la siguiente distribución lineal:

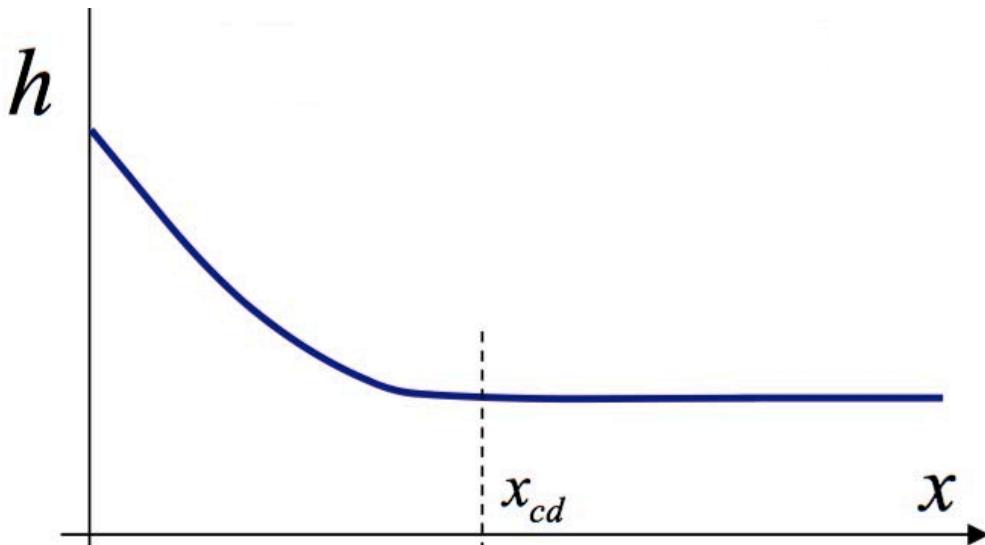
$$T_m(x) = T_i + \frac{G \cdot L_{ap}}{\dot{m}_f c_p} x \quad (5.5)$$

Utilizando la ley de enfriamiento de Newton podemos obtener la distribución de la pared:

$$q'' = (T_{wall} - T_{media}) \cdot h \quad (5.6)$$

$$T_w(x) = T_m(x) + \frac{q''}{h(x)} \quad (5.7)$$

El coeficiente de transferencia de calor por conducción disminuye a lo largo del tubo hasta llegar a la longitud en la que el flujo está completamente desarrollado, a partir de la cual se mantiene constante como se aprecia en la imagen.

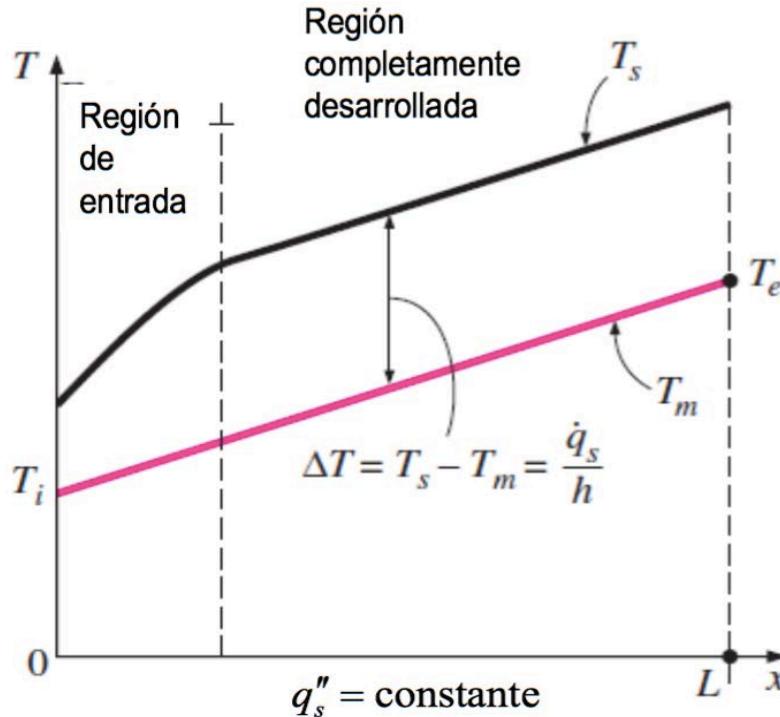


**Ilustración 5.6. Variación del coeficiente de transferencia de calor por convección a lo largo del conducto.**

Fuente: Apuntes transferencia de calor. Convección en flujo interno. UC3M

A partir de la región completamente desarrollada por tanto, se puede considerar:

$$\frac{q''}{h(x)} = cte = \frac{q''}{h} = (T_{wall} - T_{media}) \quad (5.8)$$



**Ilustración 5.7. Variación de la temperatura de la superficie a lo largo del conducto.**  
Fuente: Apuntes transferencia de calor. Convección en flujo interno. UC3M

En consecuencia la temperatura de la pared aumenta, del mismo modo, de forma lineal a partir de la región completamente desarrollada, siendo constante la diferencia entre la temperatura de la pared y la del fluido. Por lo que podemos expresar esta temperatura como:

$$T_w(x) = T_m(x) + (T_{wall} - T_{media}) \quad (5.9)$$

Para el caso del tubo aleteado:

$$T_{wf}(x) = T_m(x) + (T_{wallf} - T_{media}) \quad (5.10)$$

Para flujo turbulento el valor de  $x$  a partir del cual se puede considerar flujo completamente desarrollado se calcula como:

$$x_{cd} = 10 \cdot D = 0,1 \text{ m} \quad (5.11)$$

$$x_{cdf} = 10 \cdot D_h = 0,49 \text{ m}$$

(5.12)

En ambos casos la longitud de la región de entrada se puede considerar despreciable frente a la longitud del tubo  $L \approx 27 \text{ m}$ . Supondremos por tanto flujo completamente desarrollado, a lo largo de todo el conducto, por lo que las anteriores expresiones pueden ser utilizadas para calcular la distribución de temperaturas.

Se ha representado gráficamente esta distribución de temperaturas a lo largo del eje x:

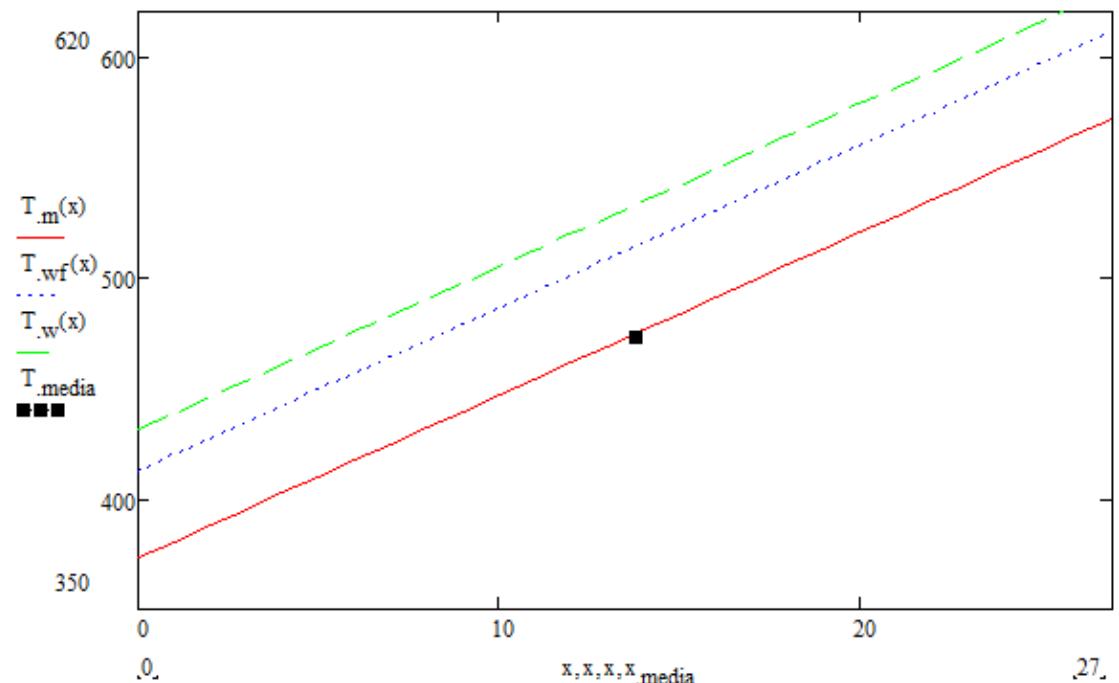


Ilustración 5.8. Distribución de temperaturas a lo largo del conducto [K]

Podemos observar como la diferencia de temperatura entre el fluido  $T_m$ , la pared sin aletas  $T_{wall}$ , y la pared con aletas  $T_{wallf}$ .

Al añadir aletas la temperatura desciende  $T_{wall} - T_{wallf} = 18.412\text{K}$ , aproximándose más a la temperatura del fluido.

## 5.4 Pérdida de presión estática y de remanso.

La presión de entrada que hemos definido como  $P = 2 \text{ bar}$  es un valor de presión estática. La presión total  $P_t$  (comúnmente denominada de remanso) es la suma de la presión estática  $P_e$  y la presión dinámica  $P_d$  (si consideramos incompresible al aire en este proceso, para lo cual el número de Mach  $M = v/\sqrt{\gamma R_g T} \ll 1$ ):

$$P_t = P_e + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (5.13)$$

A lo largo del paso del fluido por el conducto, se produce la pérdida de carga por fricción,  $\Delta P_f$  que calculamos anteriormente. Esta pérdida de presión está referida a la presión de remanso. En una hipótesis en la que el fluido transcurriese por el conducto sin aporte de calor, el término de la presión dinámica se mantendría constante, con lo que la presión estática disminuiría  $\Delta P_f$ , del mismo modo que la presión de remanso

Sin embargo al aumentar la temperatura del flujo disminuye la densidad de este, lo que, para compensar el gasto másico, provoca un aumento en la velocidad del fluido, que recordemos se define como:

$$v_f = \frac{\dot{m}_f}{A_{tf} \cdot \rho} \quad (5.14)$$

Este aumento de la velocidad provoca un aumento en la presión dinámica, lo cual se compensa con una caída de la presión estática, ya que la pérdida de presión de remanso sigue siendo la pérdida por fricción  $\Delta P_f$ .

### 5.4.1 Calculo velocidades

Tomando las temperaturas de entrada y de salida del aire en el colector, podemos calcular las densidades del aire a la entrada y a la salida.

$$\rho(x) = \frac{P - \Delta P_f(x)}{R_g T(x)} \quad (5.15)$$

Se debe tener en cuenta, que para el cálculo de la densidad de salida es necesario restar a la presión del fluido, la pérdida de carga por fricción.

$$T(x = 0) = 373,15 \text{ K} \quad \rho(x = 0) = 1,886 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$T(x = L_{Tf}) = 573,15 \text{ K} \quad \rho(x = L_{Tf}) = 1,108 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Con estos valores de densidad obtenemos las siguientes velocidades:

$$v(x = 0) = 141,868 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v(x = L_{Tf}) = 238,917 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

En este caso la velocidad a la salida del tubo es relativamente alta. Si calculamos la velocidad del sonido en ese punto obtenemos:

$$a(x = L_{Tf}) = \gamma \cdot R_g \cdot T_m(L_{Tf}) = 479,699 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.16)$$

El número de mach que describe la relación entre la velocidad del fluido y la del sonido se calcula como:

$$\begin{aligned} M(x = L_{tf}) &= 0,498 \\ M = \frac{v_f}{a} & \\ M(x = 0) &= 0,367 \end{aligned} \quad (5.17)$$

Al calentarse el fluido y con ello aumentar la velocidad, el Mach del fluido aumenta acercándose cada vez más a la unidad. El problema, es que, térmicamente es imposible superar números de Mach mayores de uno, agregando calor con área de paso constante. Por lo que se produce un efecto denominado como bloqueo sónico. En esta situación se puede demostrar que la entropía toma un valor máximo. En este caso se está operando con números de Mach lo suficientemente bajos como para no alcanzar la barrera supersónica.

Los efectos de la compresibilidad se pueden apreciar a partir de Mach 0,4 o 0,6. Para valores más bajos, puede tomarse como hipótesis la incompresibilidad, y despreciar las variaciones de densidad. Como nos encontramos en valores límite se calcularán estas pérdidas por dilatación del aire.

### 5.4.2 Calculo de presiones

La presión de remanso a la salida del colector  $P_{ts}$ , se puede aproximar como la presión de remanso a la entrada  $P_{te}$ , menos las pérdidas de carga, , al ser  $M \ll 1$ . Además se calcula también como la presión estática a la salida  $P_{es}$ , más la presión dinámica, en este mismo punto:

$$P_{ts} = P_{te} - \Delta P_f = P_{es} + \frac{1}{2} \rho_s v_s^2 \quad (5.18)$$

A su vez la presión de remanso a la entrada  $P_{te}$  se calcula como:

$$P_{te} = P_{ee} + \frac{1}{2} \rho_e v_e^2 \quad P_{ee} = 2 \text{bar} \quad (5.19)$$

$$P_{te} = 2,188 \text{ bar}$$

$$P_{ts} = 2,012 \text{ bar}$$

Sustituyendo (5.18) en (5.19) y despejando se obtiene la presión estática a la salida:

$$P_{ee} + \frac{1}{2} \rho_e v_e^2 - \Delta P_f = P_{es} + \frac{1}{2} \rho_s v_s^2 \quad (5.20)$$

$$P_{es} = P_{ee} - \Delta P_f - \frac{1}{2} (\rho_s v_s^2 - \rho_e v_e^2) \quad (5.21)$$

$$P_{es} = 1.696 \text{ bar}$$

Se puede observar, como la presión estática de salida, desciende por las pérdidas de carga, al igual que la presión de remanso, pero además disminuye por efecto de la variación de velocidades, para compensar el aumento de energía dinámica:

$$\Delta P_d = \frac{1}{2} (\rho_s v_s^2 - \rho_e v_e^2) = 0,128 \text{ bar} \quad (5.22)$$

Se han calculado además, a modo comprobativo, las presiones si supusiésemos hipótesis de incompresibilidad en todo el tubo. Para ello se toman valores medios de densidad y de velocidad de tal manera que se han obtenido los siguientes resultados:

$$P_{tei} = P + \frac{1}{2} \rho_{media} v_{media}^2 = 2,014 \text{ bar}$$

(5.23)

$$P_{tsi} = P_{tei} - \Delta P_f = 1,838 \text{ bar} \quad (5.24)$$

$$P_{esi} = P_{tsi} - \frac{1}{2} \rho_{media} v_{media}^2 = 1,824 \text{ bar} \quad (5.25)$$

Podemos comprobar como, en este caso, en el que la presión dinámica se mantiene constante, la caída de presión estática es igual a la caída de presión de remanso:

$$\Delta P_{ei} = P_{eei} - P_{esi} = 0,176 \text{ bar} \quad (5.26)$$

$$\Delta P_{ti} = P_{tei} - P_{tsi} = 0,176 \text{ bar} \quad (5.27)$$

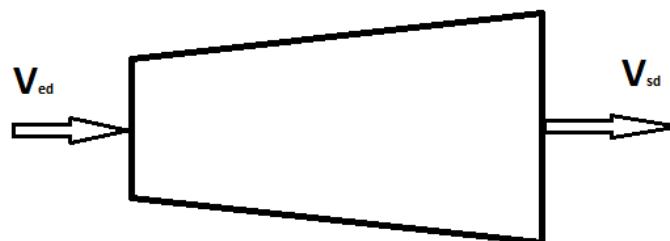
## 5.5 Acoplamiento de un difusor

Para reducir las pérdidas de presión estática, cabe la posibilidad de acoplar un difusor a la salida del colector. Esto es, un simple tubo de área de paso creciente y por ello, también, de presión estática creciente corriente abajo.

El aumento de presión dinámica producido por el aumento de velocidad puede transformarse en un aumento de presión estática, por medio de un difusor en el cual la velocidad del flujo se ralentiza, aumentando así la presión estática.

$$P_t = P_e + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (5.28)$$

Se ha decidido fijar una velocidad de salida del difusor igual a velocidad que se tiene en la entrada del colector. Por tanto este difusor será un cono como el siguiente:



**Ilustración 5.9. Esquema difusor, donde  $V_{ed}$  es la velocidad de entrada al difusor y  $V_{sd}$  la velocidad de salida**

Donde  $V_{ed}$  es la velocidad de entrada al difusor , igual a la velocidad de salida del tubo del colector y  $V_{sd}$  la velocidad de salida del difusor, fijada como la velocidad de entrada del colector.

Estas velocidades han sido calculadas previamente en el apartado anterior:

$$V_{sd} = V(x = 0) = 141,868 \frac{m}{s}$$

$$V_{ed} = V(x = L_{Tf}) = 238,917 \frac{m}{s}$$

Además se debe tomar como densidad del aire la correspondiente a la salida del colector:

$$\rho_s = \rho(x = L_{Tf}) = 1,108 \frac{Kg}{m^3}$$

En un caso ideal con este descenso de la velocidad, se consigue un descenso en la presión dinámica, equivalente al incremento que obtendríamos en la presión estática:

$$\Delta P_{dif}^{id} = \frac{\rho_s(v_{ed}^2 - v_{sd}^2)}{2} = 0,205 \text{ bar} \quad (5.29)$$

Sin embargo en un caso real la presión de remanso no se mantiene constante a lo largo del difusor, y se produce una pérdida de carga, que afecta a su vez al incremento de presión en el difusor. Esto se corrige mediante un valor de rendimiento del difusor típico de  $\eta_{dif} = 0,8$ . Con lo que obtenemos un incremento de presión real:

$$\Delta P_{dif} = \Delta P_{dif}^{id} \cdot \eta_{dif} = 0.164 \text{ bar} \quad (5.30)$$

### 5.5.1 Potencia del ventilador

Al acoplar el difusor, se está generando aumentando la presión estática entre el final del tubo del colector y la salida al ambiente. Dibujando el diagrama de presiones para ambos casos:

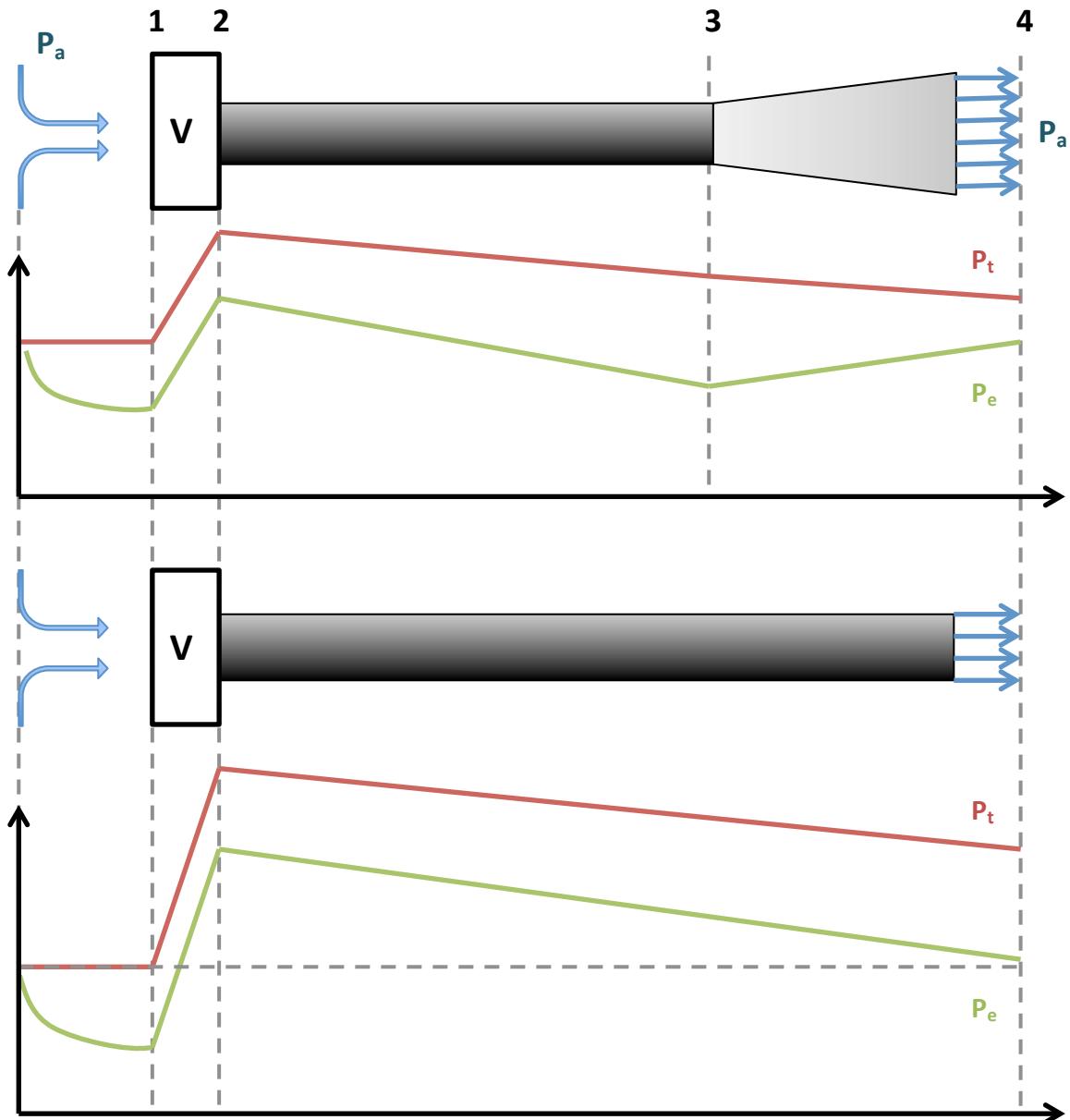


Ilustración 5.10 Diagrama de presiones de remanso (rojo) y estática (verde) a lo largo del conducto con difusor(y sin difusor).

Nótese que la caída de presión estática es mayor que la caída de presión de remanso, debido a que además disminuir por efecto de la fricción, disminuye debido al aumento de presión dinámica.

Para ambos casos la presión estática a la salida debe ser igual a la atmosférica.

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_a$$

Por lo que la presión de remanso a la salida debe ser:

$$P_{t4} = P_{atm} + \frac{1}{2} \rho_4 v_4^2 \quad (5.31)$$

Las densidad de salida,  $\rho_4$ , es prácticamente la misma en ambos casos, ya que depende de la temperatura y la presión, los cuales no sufren cambios significativos, pero la velocidad si que disminuye notablemente por efecto del difusor, hasta el punto en el que la velocidad de salida es la misma que la de entrada, con lo que el incremento de presión en el ventilador para el caso del difusor, sin tener en cuenta las pérdidas por fricción en el difusor deberá ser:

$$\Delta P_v = \Delta P_{12} = \Delta P_f + P_{t4} - P_{e4} = \Delta P_f + \frac{1}{2} \rho_4 v_4^2 \quad (5.32)$$

$$\Delta P_v^{dif\_id} = \Delta P_f + \frac{1}{2} \rho_4 (v_4^{dif})^2 = 0,287 \text{ bar} \quad (5.33)$$

Mientras que sin difusor sería:

$$\Delta P_v^{\sin\,dif} = \Delta P_f + \frac{1}{2} \rho_4 v_4^2 = 0,492 \text{ bar} \quad (5.34)$$

Podemos comprobar como si restamos a este incremento de presión necesario en el ventilador  $\Delta P_v^{\sin\,dif}$ , el incremento de presión estática calculado en el apartado anterior para el difusor  $\Delta P_{dif}^{id}$ , obtenemos el valor de incremento de presión del ventilador cuando hay difusor  $\Delta P_v^{dif}$ :

$$\Delta P_v^{\sin\,dif} - \Delta P_{dif}^{id} = \Delta P_v^{dif} \quad (5.35)$$

Pero estos serían los resultados obtenidos para un difusor ideal, en el caso real, se producen pérdidas por fricción en el difusor, por lo que hay que utilizar el valor real:

$$\Delta P_{dif} = \Delta P_{dif}^{id} \cdot \eta_{dif} = 0.164 \text{ bar} \quad (5.36)$$

con lo que la potencia real necesaria por el ventilador será:

$$\Delta P_v^{dif} = \Delta P_v^{\sin\,dif} - \Delta P_{dif} = 0,38 \text{ bar}$$

(5.37)

con lo que la potencia necesaria del ventilador será:

$$W_v = \frac{\Delta P_v^{dif} \cdot \dot{m}_f}{\eta_v \cdot \rho_1} = 12,56 \text{ kW} \quad (5.38)$$

### 5.5.2 Geometría del difusor

Como se ha comentado anteriormente, el difusor es un cono en el cual se aumente el diámetro del tubo. Este diámetro se obtiene en base a la velocidad de salida del difusor deseada. Para ello se parte de la hipótesis de un caudal constante a lo largo del difusor:

$$Q_f = v_{ed} \cdot A_t = 1,857 \frac{m^3}{s} \quad (5.39)$$

Para obtener una velocidad de salida, igual a la velocidad de entrada del colector, se necesita un área y un diámetro de salida del difusor:

$$A_{dif} = \frac{Q_f}{v_{sd}} = 0,013 \text{ m}^2 \quad D_{dif} = \left( \frac{A_{dif} \cdot 4}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,129 \text{ m} \quad (5.40)$$

El difusor aumenta el diámetro suave y progresivamente, típicamente con ángulos totales de entre  $5^\circ$  y  $8^\circ$ , sin superar nunca los  $10^\circ$ . Tomando  $\alpha = 8^\circ$ , un

$$\Delta R = \frac{D_{dif} - D}{2} = 0,015 \text{ m} \quad (5.41)$$

Obtenemos:

$$tg(\alpha) = \frac{\Delta R}{L_{dif}} \quad L_{dif} = 0,104 \text{ m} \quad (5.42)$$

## 5.6 Variaciones con la presión

En este apartado, se realizará un análisis de cómo afecta la presión del aire al colector. Si hacemos un estudio al nivel más básico, un aumento en la presión, produce un aumento proporcional en la densidad:

$$\rho = \frac{P}{R_g \cdot T_{media}} \quad (5.43)$$

El resto de propiedades del aire son independientes de la presión como se explico anteriormente. Puesto que se ha fijado un gasto másico constante, el incremento en la densidad provoca a su vez un descenso en la velocidad del flujo:

$$\dot{m}_f = A_t \cdot v_f \cdot \rho = cte \quad (5.44)$$

Un gasto másico constante implica, que aunque la velocidad y la densidad varíen, el producto de ambas ( $\rho \cdot v$ ) se mantiene constante, ya que el área transversal también lo es. Esto conlleva, que el Reynolds, sea también constante:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (5.45)$$

Esto es debido a que ni el diámetro ni la viscosidad se ven influenciadas por la presión. El número de Prandlt depende de la viscosidad  $\mu$ , el calor específico a presión constante  $C_p$  y el coeficiente de conductividad  $k$ , independientes todos de la presión.

El coeficiente de transferencia de calor por convección  $h$ , es función del Nusselt. Este a su vez, depende del Reynolds y de Prandlt, ambos independientes a la presión. Por tanto, si observamos las ecuaciones que rigen las transferencia de calor, ningún parámetro es dependiente de la presión:

$$(T_{wall} - T_{media}) \cdot h \cdot \pi \cdot D \cdot L_T = G \cdot L_{ap} \cdot L_T \cdot \eta_T \quad (5.46)$$

$$\dot{m}_f c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) = G \cdot L_{ap} \cdot L_T \cdot \eta_T \quad (5.47)$$

$$\eta_T = a_0 - a_2 \frac{(T_{wall} - T_{amb})^2}{G} \quad (5.48)$$

Luego, podemos concluir, variar la presión no implicaría ningún cambio en el rendimiento del colector, ni en la longitud necesaria, ni tampoco en la temperatura que tomaría la pared. Esto es debido, como comentábamos antes, al hecho de mantener un gasto máscico constante, que implica que los aumentos de velocidad del flujo se vean compensados con reducciones de la densidad.

Sin embargo las variaciones en la presión si afectan en las pérdidas de carga, debido a que el aumento de la presión produce un aumento la densidad, la cual influye de manera directa en la perdida de carga. Este aumento de densidad conlleva una disminución de la velocidad, que afecta con exponente al cuadrado a la perdida de carga, lo que implica que este descenso de velocidad genera un descenso en la perdida de carga, mayor que el aumento que provoca el aumento de densidad, por lo que, como se puede ver en la grafica, la perdida de carga disminuye al aumentar la presión del fluido de trabajo:

$$\Delta P_f(P) = \frac{1}{2} \rho(P) \cdot v_{media}(P)^2 \cdot f_f \cdot \frac{L_T}{D_h} \quad (5.49)$$

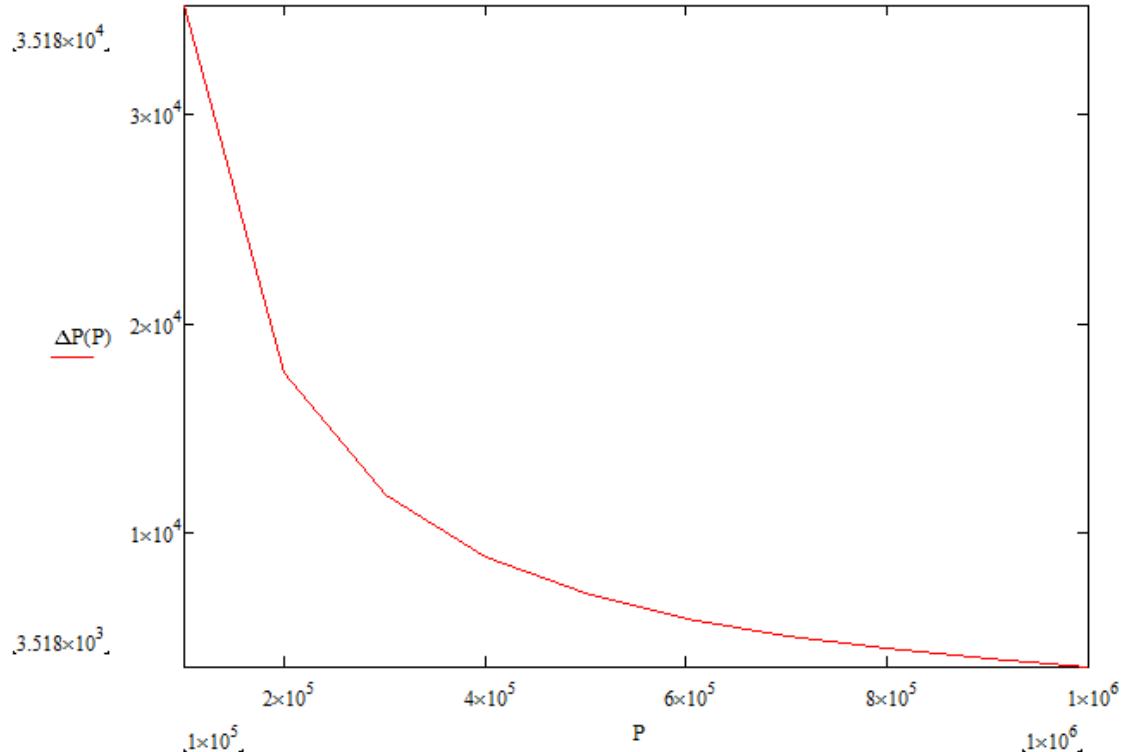


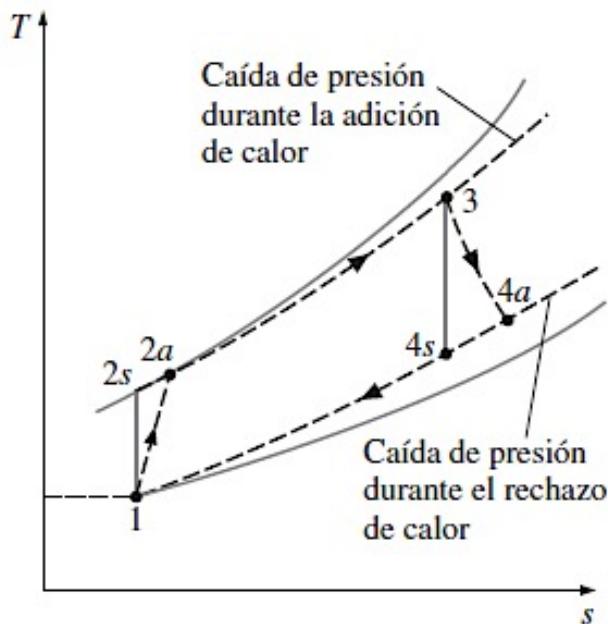
Ilustración 5.11 Perdida de carga en función de la presión del aire [Pa]

## 6. Obtención de potencia

En este capítulo se realizará un estudio acerca de la posibilidad de utilizar este colector para la producción de energía eléctrica.

### 6.1 Ciclo Brayton

Una de las maneras de obtener potencia es mediante un ciclo Brayton en el cual se hace pasar el flujo por un compresor, donde se aumenta su presión, posteriormente pasa a través del colector en el cual se calienta, aumentando su temperatura, y tras esto se hace pasar por una turbina de gas, en la cual se extrae el trabajo.



**Ilustración 6.1. Diagrama T-S ciclos Brayton ideal (línea continua) y real (línea discontinua)**  
Fuente: Universidad Tecnológica de Panamá. Gabriel Flores y Kenneth Robles.

Un ciclo Brayton ideal se caracteriza por una compresión y expansión adiabática, sin variación en la entropía, y una adición de calor a presión constante. Sin embargo en un ciclo real, la entropía aumenta en los procesos de expansión y compresión, y en el calentamiento, a lo largo del colector, se produce una pérdida de presión. En este caso no se trataría de un ciclo cerrado como en la imagen, si no que sería abierto, en el cual se toma aire del exterior, y se devuelve al exterior, aunque cabe la posibilidad de utilizar ese aire que aún conserva algo de calor. Estas opciones se estudiarán más adelante.

### 6.1.1 Compresión

Como condiciones iniciales de entrada al compresor, partimos de aire del exterior, con presión atmosférica, y temperatura  $T_{amb} = 30^{\circ}C$ .

Se pretende comprimir a la presión que hemos tomado inicialmente para el colector  $P = 2 \text{ bar}$ . Para el cálculo de potencia de un compresor es necesario trabajar con magnitudes de remanso, tanto de presión como de temperatura.

La entrada del compresor, recibe aire a presión atmosférica, tomado desde el reposo, con  $v = 0$ , por lo que, tanto la presión de remanso de entrada al compresor  $P_{tec}$ , como la temperatura  $T_{tec}$ , son equivalentes a los valores de presión y temperatura estáticos:

$$P_{tec} = 1 \text{ bar}$$

$$T_{tec} = 30^{\circ}C$$

La presión de remanso a la salida del compresor  $P_{tsc}$  se calcula a partir de la presión estática deseada  $P_{esc} = 2 \text{ bar}$  y es equivalente a la calculada previamente como presión de remanso de entrada al colector:

$$P_{tsc} = P_{esc} + \frac{1}{2} \rho_{sc} v_{sc}^2 = 2,188 \text{ bar} \quad (6.1)$$

La relación entre presiones y temperaturas, en un proceso isoentrópico obtenidas a partir de la ecuación de estado de los gases ideales se define como:

$$P_1^{1-\gamma} \cdot T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} \cdot T_2^\gamma \quad (6.2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (6.3)$$

Para el caso en el que se producen pérdidas al exterior, aumentando la entropía, es necesario introducir un término de rendimiento politrópico. En este caso en el que se va a trabajar con presiones de entrada y de salida de remanso, se define como rendimiento politrópico total a total, que para un compresor se obtiene como:

$$\eta_{\infty tt}^c = \frac{l_n \left( \frac{P_{tsc}}{P_{tec}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{l_n \left( \frac{T_{tsc}}{T_{tec}} \right)} \quad (\text{Turbomáquinas, Lecuona}) \quad (6.4)$$

Por lo que finalmente, aplicado al compresor de este proyecto, y tomando un valor de rendimiento politrópico  $\eta_{\infty c} = 0,8$ , se obtiene como temperatura de salida del compresor  $T_{sc}$ :

$$T_{tsc} = T_{tec} \left( \frac{P_{tsc}}{P_{tec}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{\infty c}}} \quad (6.5)$$

$$T_{tsc} = 400,95 \text{ K}$$

La potencia necesaria para realizar esta compresión se obtiene mediante un balance de energía entre la entrada y la salida del compresor, del que se obtiene:

$$W_{comp} = \dot{m}_f \cdot \Delta h = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{tsc} - T_{tec}) \quad (6.6)$$

$$W_{comp} = 49,328 \text{ kW}$$

### 6.1.2 Adicción de calor:

En este caso, la temperatura de entrada del aire al colector deja de ser  $T_1 = 100^\circ\text{C}$ , ya que está, esta marcada por la temperatura que toma el aire a la salida del compresor. Del mismo modo, variará la temperatura de salida (que será la posterior temperatura de entrada a la turbina,  $T_{tet}$ ) en función de la de entrada.

Para realizar este cálculo, se ha tomado la longitud de tubo calculada previamente, y a partir de esta, mediante la ecuación general para la temperatura media del fluido, se ha calculado el incremento de temperatura en el conducto.

$$q = \dot{m}_f c_p \Delta T \quad (6.7)$$

donde:

$$q = G \cdot L_{Tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{Tf} \quad (6.8)$$

despejando se obtiene el incremento de temperatura a lo largo del conducto  $\Delta T_{tubo}$ , que lógicamente será el fijado en las condiciones iniciales entre la entrada y salida del colector, ya que la adicción de calor y la longitud de este no han variado:

$$\Delta T_{tubo} = \frac{G \cdot L_{Tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{Tf}}{\dot{m}_f c_p} = 200 \text{ K} \quad (6.9)$$

Para obtener la temperatura de remanso a la entrada de la turbina  $T_{tet}$ , hay que sumarle a la temperatura de remanso de la salida del compresor  $T_{tsc}$ , el incremento de temperatura de remanso a lo largo del tubo  $\Delta T_{ttubo}$ . La relación entre temperatura de remanso y estática es la siguiente:

$$c_p T_t = c_p T + \frac{1}{2} v^2 \quad (6.10)$$

Luego,  $\Delta T_{ttubo}$ , se obtiene como:

$$\Delta T_{ttubo} = \Delta T_{tubo} \frac{\Delta(v^2)}{2 \cdot c_p} = 218,317 \text{ K} \quad (6.11)$$

Con lo que se obtiene un valor de temperatura de remanso a la entrada de la turbina  $T_{tet}$ :

$$T_{tet} = T_{tcs} + \Delta T_{ttubo} = 619,267 \text{ K} \quad (6.12)$$

Durante la adicción de calor hay además una perdida de carga que se cuantifica como:

$$\Delta P_{ttubo} = \Delta P_f = 0,176 \text{ bar} \quad (6.13)$$

Con lo que obtenemos una presión de remanso de entrada a la turbina  $P_{tet}$ :

$$P_{tet} = P_{tsc} - \Delta P_f = 2,012 \text{ bar} \quad (6.14)$$

### 6.1.3 Expansión

La expansión sigue el mismo proceso que la compresión, pero a la inversa. El rendimiento polítrópico de expansión  $\eta_{\infty tt}^e$ , resulta:

$$\eta_{\infty tt}^e = \frac{\ln \left( \frac{T_{tst}}{T_{tet}} \right)}{l_n \left( \frac{P_{tst}}{P_{tet}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (6.15)$$

(6.15)

Por lo general, las salidas de las turbinas, cuentan con un difusor, que reduce la velocidad de salida, de tal manera que se puede considerar, que las magnitudes de remanso son equivalentes a las estáticas:

$$P_{tst} = P_{amb} = 1 \text{ bar}$$

Con lo que obtenemos como temperatura de salida de la turbina,  $T_{tst}$ :

$$T_{tst} = T_{tet} \left( \frac{P_{tst}}{P_{tet}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{\infty ott}^e} \quad (6.16)$$

$$T_{tst} = 517,376 \text{ K}$$

Con estas temperaturas, se obtiene una potencia producida por la turbina:

$$W_{turb} = \dot{m}_f \cdot \Delta h = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{tst} - T_{tet}) = 51,392 \text{ kW} \quad (6.17)$$

Con lo que la potencia neta resultante del ciclo:

$$W_{neta} = W_{turb} - W_{comp} = 2,064 \text{ kW} \quad (6.18)$$

Si merece la pena aprovechar esta potencia o no, depende de circunstancias externas. Se está calculando en unas únicas condiciones representativas, pero el sol cambia a lo largo del día y a lo largo del año, por lo que esta potencia variará, pudiendo ser incluso negativa.

## 6.2 Variación con la presión

Para todo ciclo Brayton existe una relación de presiones optima en la cual se maximiza el valor de la potencia neta obtenida de este. Se ha realizado un estudio sobre como varían las variables al aumentar la presión de trabajo, con el fin de encontrar este óptimo, que permita aumentar el valor de la potencia neta.

Para esto se han definido todas las variables anteriores en función de la presión de compresión deseada.

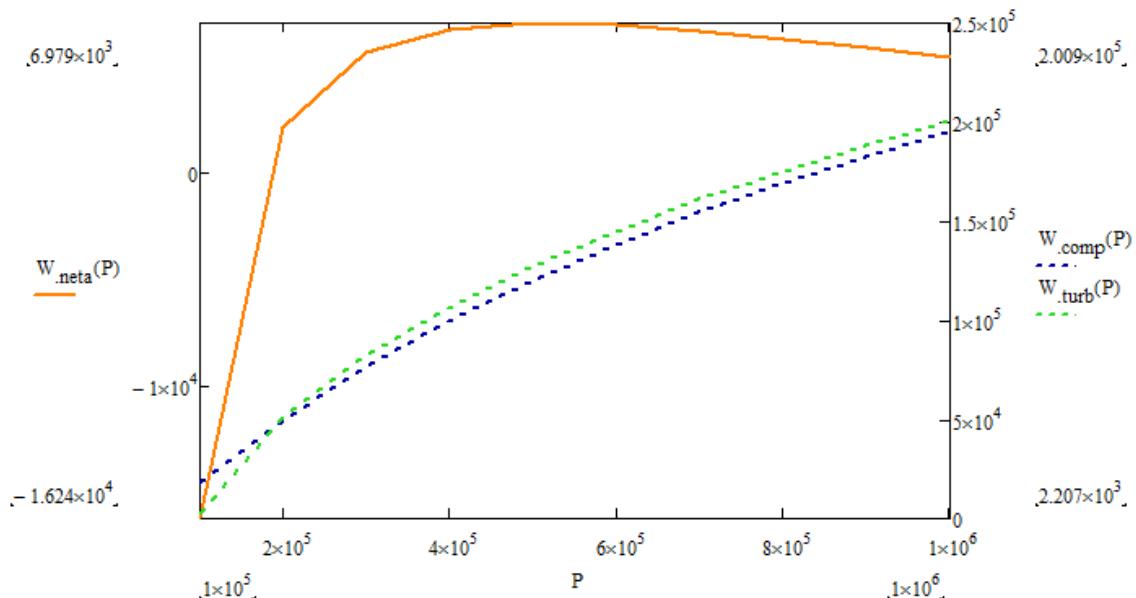


Ilustración 6.2. Potencia del compresor y la turbina, y potencia neta del ciclo [W]

Como podemos observar, tanto la potencia necesaria para comprimir, como la obtenida por la expansión aumentan al aumentar la presión. El óptimo, en el cual se produce la máxima diferencia entre la obtenida y la que se debe aportar al ciclo, se produce en torno a  $P = 3\text{bar}$ , donde obtendríamos una potencia neta:

$$W_{neta}^{max} = 6,979 \text{ kW}$$

Con estas condiciones de base, este sería el máximo valor de potencia que se podría obtener, que como vemos no es demasiado alto.

Además, al disminuir los valores de presión, llega un punto, en el que la potencia de compresión, supera a la de expansión, por lo que se obtienen valores negativos de potencia neta.

## 7. Conclusiones

El objetivo de este proyecto ha sido el estudio de la viabilidad de un colector solar que funcione con aire comprimido directamente, con el fin de utilizar este para procesos industriales. Una modelización simplificada ha permitido conocer las variables influyentes de cara a un modelado más preciso.

(Lecuona)

### 7.1 Resumen de resultados:

Para unos valores finales de diámetro  $D = 0,1m$  y número de aletas  $N_f = 4$  se ha obtenido:

$$\text{Longitud del tubo} = 27,554 \text{ m}$$

$$\text{Temperatura media de la pared} = 239,431^\circ\text{C}$$

$$\text{Rendimiento del colector} = 0,61$$

Además se produce una pérdida de carga por fricción y una pérdida de presión estática por efecto de la velocidad:

$$\text{Perdida de carga por friccion} = 0,176 \text{ bar}$$

$$\text{Perdida de presión estática} = 0,128 \text{ bar}$$

Para compensar estas pérdidas se ha acoplado un difusor, cuyo

$$\text{Longitud difusor} = 0,104 \text{ m}$$

$$\text{Diametro final} = 0,129 \text{ m}$$

$$\text{Incremento del radio} = 0,015 \text{ m}$$

En el difusor se recupera una presión estática:

$$\text{Incremento presión estatica difusor} = 0.164 \text{ bar}$$

Estas presiones hacen necesaria una potencia de ventilador:

$$\text{Potencia ventilador} = 12,56 \text{ kW}$$

En el caso de utilizar este colector para la obtención de potencia mediante un ciclo Brayton obtendríamos una potencia:

$$\text{Potencia obtenida del ciclo Brayton} = 2,064 \text{ kW}$$

Con una temperatura de salida del aire tras la turbina

$$\text{Temperatura aire a la salida ciclo} = 244,226^\circ\text{C}$$

## 7.2 Análisis de resultados

Si analizamos estos resultados de cara a la utilización de este colector en el ámbito industrial, podemos decir que son satisfactorios. El rendimiento es bueno, y la longitud necesaria para calentar el aire no es demasiado alta. Por otro lado el ancho de apertura es bastante grande, por lo que, aunque se aventuró a la idea de situarlo sobre un tejado, debería replantearse la idea de situarlo adyacente al edificio en el que se requiera, salvo que la estructura de este sea lo suficientemente buena como para aguantarlo.

Desde el punto de vista del ciclo Brayton, obviamente no resulta rentable, si lo que se pretende es la obtención de energía eléctrica para su venta. Las temperaturas que alcanza el fluido son muy bajas en comparación con las que se alcanzan en instalaciones diseñadas para la producción de potencia. Con un colector de mayor longitud se alcanzarían mayores temperaturas y con ello una mayor potencia neta de ciclo.

A modo comprobativo, y para hacernos una idea, sin entrar en mayores análisis, se ha probado a introducir en la hoja de Mathcad una longitud de tubo 10 veces mayor, con lo que el incremento de temperatura a lo largo del tubo, así como la potencia obtenida, aumentan alrededor de 10 veces también.

Sin embargo el ciclo Brayton resulta de gran utilidad en cuanto a reducir costes. Como hemos visto anteriormente la temperatura del aire a la salida del ciclo sigue siendo relativamente alta, a pesar de que se pierda parte en la turbina. Una temperatura de

aproximadamente 250°C resulta suficiente para el secado de productos. Al estar conectados la turbina y el compresor mediante un eje, no se necesita energía adicional para hacer funcionar el compresor o un ventilador, con lo que el gasto energético de la instalación sería nulo, incluso sobrando potencia que podría ser utilizada para otras tareas.

Otra opción sería introducir los productos a secar mediante una cámara presurizada justo antes de la turbina, lo que permitiría aprovechar la temperatura más alta del aire, aunque esto generaría una pérdida de presión, a determinar según la aplicación.

### 7.3Futuros trabajos

Existen multitud de líneas de estudio para continuar por el camino empezado en este proyecto.

Una de ellas sería realizar cálculo de la distribución de temperaturas del fluido, integrando las ecuaciones que rigen la transferencia de calor, para las condiciones reales de trabajo. En este proyecto se ha tomado, como simplificación, la hipótesis adición de calor de forma constante. Un estudio más detallado devolvería resultados más reales, aunque la aproximación realizada es bastante buena.

Sería necesario también un estudio de costes, en el que se tuviese en cuenta los costes de instalación y mantenimiento del colector, así como la potencia que consumiría o la que podría generar. Se debería hacer una comparativa con el coste que tendría calentar este aire utilizando energía comprada de la red eléctrica, y el tiempo necesario para rentabilizar el gasto de la instalación inicial.

También podría estudiarse el diseño del colector enfocado a la producción de energía eléctrica, utilizando, como hemos comentado antes, longitudes mayores de conducto.

Se están realizando ya estudios con el uso de otro gas, como el CO<sub>2</sub> a niveles de presión mayores. Otra posible variación es utilizar el gas caliente para sobrecalentar agua que sea introducido en un ciclo Rankine.

Este ha sido un proyecto experimental, sobre un tema poco desarrollado, que requiere aun mucho trabajo de investigación. En general la tecnología solar tiene aun un largo recorrido por delante. Deben desarrollarse mejoras en los colectores que permitan aumentar rendimientos y reducir costes. Este tipo de estudios es un avance en cuanto a posibles configuraciones diferentes de las que se utilizan hasta el momento.

## 8 Presupuesto

En este capítulo se analiza los costes derivados de la realización de este proyecto, con el fin de estimarle un valor aproximado.

Se ha calculado las horas de trabajo necesarias para su realización en base a los créditos ECTS asignados a la asignatura “Trabajo de fin de grado”. Estos son 12 créditos, cada uno de los cuales equivale a entre 25 y 30 horas de trabajo. Se han tomado un valor de 27,5 horas por crédito, obteniendo:

$$Horas\ de\ trabajo = 12\ ECTS \cdot 27,5 \frac{\text{horas}}{\text{ECTS}} = 330\ horas \quad (8.1)$$

El precio de mercado por hora trabajada de un ingeniero junior ronda los 30€/hora, con lo que se estima un precio por el trabajo realizado:

$$Precio\ por\ trabajo\ realizado = 330\ horas \cdot 30 \frac{\text{€}}{\text{hora}} = 9.900\text{€} \quad (8.2)$$

A este precio se debe sumar las horas de trabajo de tutorización de este proyecto por el doctor D. Antonio Lecuona Neumann, a precio por hora tasado por la universidad de 100€/hora. Se han estimado 30 horas de dedicación, con lo que se obtiene:

$$Precio\ por\ trabajo\ del\ tutor = 30\ horas \cdot 100 \frac{\text{€}}{\text{hora}} = 3.000\text{€} \quad (8.3)$$

Se ha estimado un número de desplazamientos a la universidad de 25, los cuales incluyen trayecto de ida y de vuelta, con una distancia de 6 km por trayecto, es decir 12 km por desplazamiento. El coste del diesel medio en los meses de realización se ha fijado en 1,03€/litro y el consumo medio del vehículo en este trayecto en 6,5l/100km:

$$Precio\ combustible = 25\ desp \cdot 12 \frac{\text{km}}{\text{desp}} \cdot 6,5 \frac{\text{l}}{100\ km} \cdot 1,03 \frac{\text{€}}{\text{l}} = 20\text{€} \quad (8.4)$$

El medio de transporte es un vehículo adquirido de segunda mano. La amortización de estos puede realizarse por dos métodos. El primero, tomando de base el precio del vehículo originario y amortizándolo según el coeficiente de amortización máximo (16%). El segundo se realiza sobre el precio de la adquisición usado, hasta el límite obtenido multiplicando por dos el coeficiente de amortización lineal máximo, es decir, amortizándose hasta el 32%.

Se ha decidido calcularlo mediante el primer método, con un precio originario del vehículo de 28.000€ , un coeficiente de amortización del 16% y un uso anual del vehículo de 9.000 km/año.

$$\text{Precio amortizacion vehiculo} = 28.000\text{€} \cdot \frac{0,16}{año} \cdot \frac{años}{9.000km} \cdot 300km = 150\text{€}$$

(8.5)

En conceptos de superficie de trabajo, se ha contabilizado la superficie utilizable como estudio, más las partes indispensables para la habitabilidad, como son cocina baño y pasillos. Estas juntas suman una superficie total de  $29m^2$ , a un precio de alquiler mensual de  $10\text{€}/m^2$  y proporcionándolo para 330 horas trabajadas:

$$\text{Coste alquiler estudio} = 40m^2 \cdot 10 \frac{\text{€}}{m^2 \cdot mes} \cdot \frac{mes}{720 horas} \cdot 330 horas = 183\text{€}$$

(8.6)

Los gastos de luz y agua durante la realización del proyecto, se han estimado en base a la factura por metro cuadrado de vivienda, para así poder calcular la parte proporcional a la zona utilizada. Estos han sido de  $0,5\text{€}/m^2$  para la luz y  $0,15\text{€}/m^2$  para el agua.

$$\text{Coste agua y luz} = (0,5 + 0,15) \frac{\text{€}}{m^2} \cdot 40m^2 \cdot \frac{mes}{720 horas} \cdot 330 horas = 12\text{€}$$

(8.7)

Además, hay que incluir el coste de materia necesario. En este caso será la amortización del ordenador con el que se ha trabajado, cuyo valor son 1.400€ . Se amortizara a 4 años, con un número de horas totales a lo largo de un año:

$$365 \frac{dias}{año} \cdot 24h \frac{horas}{dia} = 8.640 \frac{horas}{año}$$

(8.8)

$$\text{Coste amortización del ordenador} = \frac{1.400\text{€}}{4 años} \cdot \frac{año}{8.640 horas} \cdot 330 horas = 13\text{€}$$

(8.9)

Por ultimo, se ha incluido el precio de la matricula universitaria a un precio por ECTS de 27,9€:

$$Precio\ matricula = 12ECTS \cdot 27,9 \frac{\text{€}}{ECTS} = 335\text{€}$$

(8.10)

Con lo que haciendo un resumen de costes obtenemos:

Concepto	Precio (€)
<b>Horas trabajadas</b>	
Trabajo personal	9.900
Trabajo del tutor	3000
<b>Transporte</b>	
Combustible	20
Amortización vehículo	150
<b>Espacio de trabajo</b>	
Alquiler superficie de trabajo	183
Aqua y luz	12
<b>Material</b>	
Amortización ordenador	13
<b>Matricula</b>	335
<b>TOTAL</b>	13613 €

Tabla 8.1. Resumen de costes del proyecto

---

## Referencias Bibliográficas

---

## Bibliografía

- ❖ APPA. (2009). Recuperado el 09 de 2016, de Asociación de empresas de energías renobables: [http://www.appa.es/09fotovoltaica/09que\\_es.php](http://www.appa.es/09fotovoltaica/09que_es.php)
- ❖ Dr. Andreas Häberle, M. B. (2014). *La Tecnología CSP Fresnel*. Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit , Santiado de Chile.
- ❖ Endesa. (2014). *El consumo energético en el mundo, Europa y España*. Recuperado el 09 de 2016, de Endesa Educa: [http://www.endesaeduca.com/Endesa\\_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/consumo-energia-mundo](http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/consumo-energia-mundo)
- ❖ García Garrido, S. (2013). *CENTRALES TERMOSOLARES CCP: PRINCIPALES EQUIPOS Y SISTEMAS*. RENOVETEC.
- ❖ Incropera, F. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. PHH.
- ❖ Industrial Solar . (s.f.). Recuperado el 09 de 2016, de Industrial Solar - Renewables Onsite: <http://www.industrial-solar.de/content/>
- ❖ Industrial Solar GmbH . *Technical Data. Industrial solar linear Fresnel collector LF-11*.
- ❖ Kreith, F. (2001). *Principios de Transferencia de Calor*. S.A. EDICIONES PARANINFO.
- ❖ Lecuona Neumann, A. (2015). *Apuntes Fuentes de Energía. Energía solar térmica y termoeléctrica* . UC3M, Dpto. De Ingeniería Térmica y de Fluidos .
- ❖ Lecuona, A. y. *Apuntes Turbomaquinas*. UC3M, Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- ❖ Novatec Solar. (s.f.). Recuperado el 09 de 2016, de Novatec Solar: <http://www.novatecsolar.com>
- ❖ Rebollo, D. (2014). *Transferencia de calor y materia*.
- ❖ solar-energia.net. (2 de 06 de 2015). *Energía solar térmica*. Recuperado el 09 de 2016, de solar-energia.net: <http://solar-energia.net/energia-solar-termica>
- ❖ Soltigua. (s.f.). Recuperado el 09 de 2016, de Soltigua: <http://www.soltigua.com>
- ❖ UC3M, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. (2014). *LISTADO DE CORRELACIONES UTILIZABLE PARA LOS EXÁMENES*.

- ❖ UC3M, Departamento de ingenieria termica y de fluidos. . (2013). *Apuntes TRANSFERENCIA DE CALOR Conducción: Aletas.*
- ❖ UC3M, Departamento de ingenieria termica y de fluidos. (2014). *Apuntes de Transferencia de calor por convección en flujo interno.*
- ❖ Valdes-Solis, T. (26 de 11 de 2014). *Energía y Carbón en 2014*. Recuperado el 09 de 2016, de <http://cienciaypresencia.blogspot.com.es/2014/11/energia-y-carbon-en-2014.html>
- ❖ Villasante, C. (s.f.). *Energía solar termoeléctrica*. Recuperado el 09 de 2016, de Universidad del País Vasco: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/energias-renovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>
- ❖ Wang, B. (3 de 13 de 2013). *Deaths per TWH by energy source*. Recuperado el 09 de 2016, de Next Big Future: <http://www.nextbigfuture.com./2011/03/deaths-per-twh-by-energy-source.html>
- ❖ World Energy Conncil. (2016). *ENERGY TRILEMMA INDEX*. Recuperado el 09 de 2016, de World Energy Council: <http://www.worldenergy.org/data/trilemma-index/>
- ❖ World Energy Council. (2013). *Recursos energéticos globales*. Recuperado el 09 de 2016, de World Energy Council: <https://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2014/04/Traducion-Estudio-Recursos-Energeticos1.pdf>

---

## Anexos

---

## Anexo 1: Hoja de Mathcad de cálculos generales.

A lo largo del proyecto se han realizado variaciones en la hoja de Mathcad, utilizando diferentes números de aletas, diámetros etc. En este anexo se facilita la ultima versión, utilizando los valores finales tomados para el colector.

## **Calculos Medios**

### **Condiciones iniciales**

#### **AIRE**

$$P := 2\text{bar}$$

$$m_f := 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_i := 100^\circ\text{C}$$

$$T_o := 300^\circ\text{C}$$

$$T_i = 373.15\text{K}$$

$$T_o = 573.15\text{K}$$

$$T_{\text{media}} := \frac{(T_i + T_o)}{2}$$

$$D := 0.1\text{m}$$

$$L_{\text{ap}} := 7.5\text{m}$$

Datos del modulo del colector LF-11

$$A_t := \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$T_{\text{media}} = 473.15\text{K}$$

Area transversal del tubo

#### **EXTERIOR**

$$G_{\text{sol}} := 800 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$T_{\text{amb}} := 30^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb}} = 303.15\text{K}$$

$$\eta := 0.635 - \frac{0.0004529 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2} \cdot (T_{\text{media}} - T_{\text{amb}})^2}{G_{\text{sol}}} \quad \eta = 0.619$$

Rendimiento utilizando la Tmedia para conseguir una aproximacion.

### **Propiedades del aire**

$$R_U := 8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$$

$$PM := 28.95 \frac{\text{gm}}{\text{mol}}$$

$$\gamma_a := 1.398$$

propiedades a P=1bar y Tmedia=410K

$$R_g := \frac{R_U}{PM}$$

$$R_g = 287.185 \frac{1}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{J}$$

$$\rho := \frac{P}{R_g \cdot T_{\text{media}}}$$

$$\rho = 1.472 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_a := 23.45 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$c_p := \frac{R_g}{1 - \frac{1}{\gamma_a}}$$

$$k_a := 0.03374 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\frac{\mu_a}{\rho} = 1.593 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$c_p = 1.009 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{K} \cdot \text{s}}$$

$$v := \frac{m_f \cdot 4}{D^2 \cdot \pi \cdot \rho} = 43.252 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### **Parametros adimensionales**

$$Pr := \frac{(\mu_a \cdot c_p)}{k_a}$$

$$Pr = 0.701$$

$$Rey := \frac{(4 \cdot m_f)}{\pi \cdot D \cdot \mu_a}$$

$$Rey = 2.715 \times 10^5$$

$$Rey - 2300 = 2.692 \times 10^5$$

Re > 2300, flujo turbulento

$$x_{cd} := 10 \cdot D$$

Lt >> Xcx , Flujo completamente desarollado

$$x_{cd} = 1 \text{ m}$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

### Correlacion de Gnielinski

$$\varepsilon := .1 \cdot \text{mm} \quad \varepsilon_r := \frac{\varepsilon}{D}$$

$$\text{Nu} := \frac{\left( \frac{f_{frve}(\text{Rey}, \varepsilon_r)}{8} \right) \cdot (\text{Rey} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \left( \frac{f_{frve}(\text{Rey}, \varepsilon_r)}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left( \text{Pr}^{\frac{1}{3}} - 1 \right)} = 592.647 \quad f_{frve}(\text{Rey}, \varepsilon_r) := \begin{cases} f_{fr} \leftarrow \left[ -1.8 \cdot \log \left[ \left( \frac{\varepsilon_r}{3} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right] \right]^{-2} \\ f_{lam} \leftarrow \frac{64}{\text{Re}} \\ f_{fr} \text{ if } \text{Re} > 4000 \\ f_{lam} \text{ if } \text{Re} < 2320 \\ \frac{64}{2320} + \frac{\left[ -1.8 \cdot \log \left[ \left( \frac{\varepsilon_r}{3} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{4000} \right] \right]^{-2} - \frac{64}{2320}}{4000 - 2320} \cdot (\text{Re} - 2320) \text{ otherwise} \end{cases}$$

$$h := \frac{\text{Nu} \cdot k_a}{D} \quad h = 199.959 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{m} \cdot \text{K}}$$

$$f_{frve}(\text{Rey}, \varepsilon_r) = 0.022$$

### Obtención de $T_{wall}$ , $L_t$ y $\eta_t$

$$\eta = 0.619$$

$$T_{wall} := 500^\circ\text{C} \quad L_t := m_f \cdot c_p \cdot \frac{(T_o - T_i)}{G_{sol} \cdot L_{ap} \cdot \eta} = 27.177 \text{ m}$$

$$\eta_t := \eta$$

Dado

$$m_f \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) = G_{sol} \cdot L_t \cdot L_{ap} \cdot \eta_t$$

$$\eta_t = 0.635 - \frac{0.0004529 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K^2} \cdot (T_{wall} - T_{amb})^2}{G_{sol}}$$

$$(T_{wall} - T_{media}) \cdot h \cdot \pi \cdot D \cdot L_t = G_{sol} \cdot L_t \cdot L_{ap} \cdot \eta_t$$

$$(T_{wall}, \eta_t, L_t) := \text{Find}(T_{wall}, \eta_t, L_t)$$

$$T_{wall} = 530.993 \text{ K}$$

$$\eta_t = 0.606$$

$$L_t = 27.761 \text{ m}$$

### Calculos con aletas

$$N_f := 4$$

$$L_f := \frac{D}{2.5} = 0.04 \text{ m}$$

$$e_f := 0.0005 \text{ m}$$

$$k_{al} := 237 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$D_h := \frac{4 \cdot \left[ \pi \cdot \left( \frac{D}{2} \right)^2 - N_f \cdot L_f \cdot e_f \right]}{(\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot (2L_f + e_f)} = 4.903 \cdot \text{cm}$$

$$A_{tf} := \pi \cdot \left( \frac{D}{2} \right)^2 - N_f \cdot L_f \cdot e_f = 7.774 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P_f := (\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot (2L_f + e_f)$$

$$v_f := \frac{m_f}{A_{tf} \cdot \rho} = 43.698 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_{Dh} := \frac{D_h \cdot v_f \cdot \rho}{\mu_a} = 1.345 \times 10^5$$

$$Rey = 2.715 \times 10^5$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

**Correlacion de Gnielinski (Dh)**

$$f_f := \left(0.79 \cdot \ln(\text{Re}_{\text{Dh}}) - 1.64\right)^{-2}$$

$$Nu_f := \frac{\left(\frac{f_{\text{frve}}(\text{Re}_{\text{Dh}}, \varepsilon_f)}{8}\right) \cdot (\text{Re}_{\text{Dh}} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{\text{frve}}(\text{Re}_{\text{Dh}}, \varepsilon_f)}{8}\right)^2 \cdot \left(\frac{2}{\text{Pr}^3} - 1\right)} = 303.441$$

$$f_f = 0.017$$

$$h_f := \frac{Nu_f \cdot k_a}{D_h}$$

$$h_f = 208.792 \frac{1}{m} \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$h = 199.959 \frac{kg}{K \cdot s}$$

$$f_{\text{frve}}(\text{Re}_{\text{Dh}}, \varepsilon_f) = 0.022$$

### Rendimiento Aletas

$$m_{\text{fin}} := \left(\frac{h_f \cdot 2}{k_a \cdot e_f}\right)^{\frac{1}{2}} = 59.363 \frac{1}{m}$$

$$\eta_f := \frac{\tanh\left[m_{\text{fin}} \cdot \left(L_f + \frac{e_f}{2}\right)\right]}{m_{\text{fin}} \cdot \left(L_f + \frac{e_f}{2}\right)} = 0.412$$

$$\eta_0 := 1 - \frac{N_f \cdot (2L_f + e_f) \cdot (1 - \eta_f)}{(\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot (2L_f + e_f)} = 0.701$$

$$\xi := L_f \left(\frac{h_f}{k_a \cdot e_f}\right)^{\frac{1}{2}} = 140.721$$

### Obtención de Twall, Lt y η

$$\eta_{tf} := \eta$$

$$T_{wallf} := 500K$$

$$L_{tf} := L_t = 27.761 m$$

Dado

$$m_f \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) = G_{\text{sol}} \cdot L_{tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}$$

$$\eta_{tf} = 0.635 - \frac{0.0004529 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K^2} \cdot (T_{wallf} - T_{amb})^2}{G_{\text{sol}}}$$

$$(T_{wallf} - T_{media}) \cdot h_f \cdot [(\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot \eta_f \cdot (2L_f + e_f)] \cdot L_{tf} = G_{\text{sol}} \cdot L_{tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}$$

$$(T_{wallf}, \eta_{tf}, L_{tf}) := \text{Find}(T_{wallf}, \eta_{tf}, L_{tf})$$

$$T_{wallf} = 512.581 K$$

$$T_{wall} = 530.993 K$$

$$T_{media} = 473.15 K$$

$$L_{tf} = 27.554 m$$

$$L_t = 27.761 m$$

$$\eta_{tf} = 0.61$$

$$\eta_t = 0.606$$

$$\eta = 0.619$$

Obtenemos la distribucion de temperaturas del fluido y de la pared

$$x := 0 \cdot m, 1 \cdot m .. L_{tf}$$

$$T_m(x) := T_i + \frac{(G_{\text{sol}} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}) \cdot x}{m_f \cdot c_p}$$

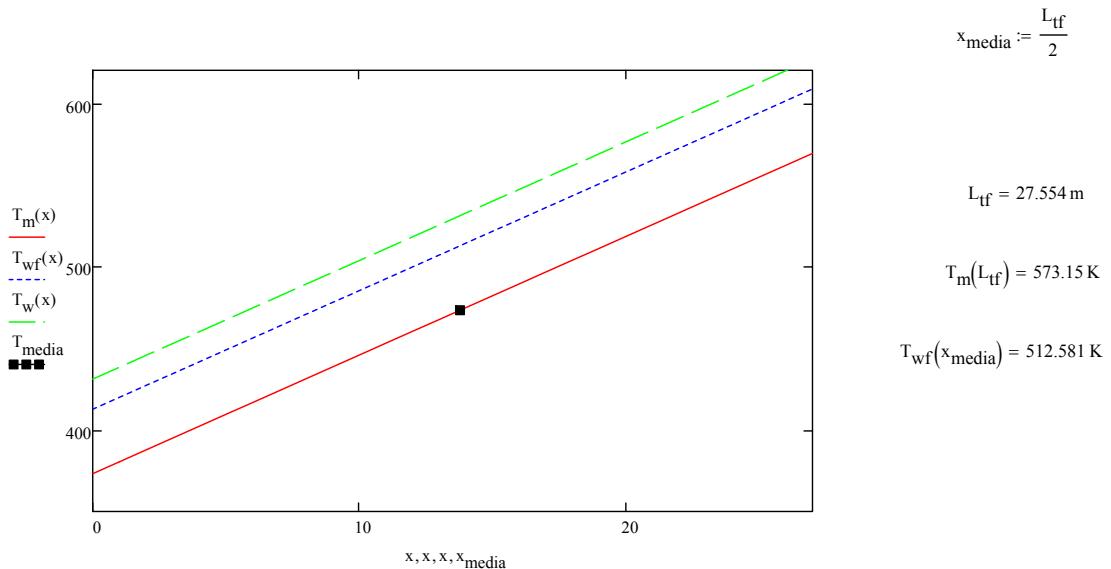
$$T_{wf}(x) := T_m(x) + (T_{wallf} - T_{media})$$

$$T_w(x) := T_m(x) + (T_{wall} - T_{media})$$

$$x_{cd} = 1 m$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

$x =$	$T_m(x) =$	$T_{wf}(x) =$	$T_w(x) =$
0 m	373.15 K	412.581 K	430.993 K
1	380.408	419.84	438.252
2	387.667	427.098	445.51
3	394.925	434.357	452.769
4	402.184	441.615	460.027
5	409.442	448.874	467.286
6	416.701	456.132	474.544
7	423.959	463.391	481.803
8	431.218	470.649	489.061
9	438.476	477.908	496.32
10	445.735	485.166	503.578
11	452.993	492.425	510.837
12	460.252	499.683	518.095
13	467.51	506.942	525.354
14	474.769	514.2	532.612
...	...	...	...



### Calculos difusor

$$T_m(0) = 373.15 \text{ K}$$

$$T_m(L_{tf}) = 573.15 \text{ K}$$

$$\rho_{\text{media}} := \rho = 1.472 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v_{\text{media}} := v_f = 43.698 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Perdida de carga por fricción

$$\Delta P_f(x) := \frac{1}{2} \rho_{\text{media}} v_{\text{media}}^2 \cdot f_{\text{frve}}(Re_{Dh}, \epsilon_r) \cdot \frac{x}{D_h}$$

$$\rho(x) := \frac{P - \Delta P_f(x)}{R_g \cdot T_m(x)}$$

$$v(x) := \frac{m_f^{-4}}{D_h^2 \cdot \pi \cdot \rho(x)}$$

$$\Delta P := \frac{1}{2} \rho_{\text{media}} v_{\text{media}}^2 f_{\text{frve}}(Re_{Dh}, \epsilon_r) \cdot \frac{L_{tf}}{D_h} = 1.759 \times 10^4 \cdot \text{Pa}$$

$\rho(x) =$	$v(x) =$
1.866 kg/m <sup>3</sup>	141.868 m/s
1.825 m <sup>3</sup>	145.091
1.785	148.334
1.747	151.598
1.709	154.884
1.674	158.191
1.639	161.519
1.606	164.869
1.574	168.241
1.543	171.635

$$a(x) := (\gamma_a \cdot R_g \cdot T_m(x))^{\frac{1}{2}}$$

$$a(L_{tf}) = 479.699 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$M(x) := \frac{v(x)}{a(x)}$$

$$M(0) = 0.367$$

$$M(L_{tf}) = 0.498$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

1.513	175.051
1.483	178.49
1.455	181.952
1.428	185.437
1.401	188.945
...	...

$$\rho(L_{tf}) = 1.108 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v(L_{tf}) = 238.917 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\rho(0) = 1.866 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad v(0) = 141.868 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Q_0 := v(L_{tf}) \cdot A_{tf} = 1.857 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$A_{dif} := \frac{Q_0}{v(0)} = 0.013 \text{ m}^2 \quad D_{dif} := \left( \frac{A_{dif} \cdot 4}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.129 \text{ m} \quad \Delta R := \frac{D_{dif} - D}{2} = 0.015 \text{ m}$$

Hipótesis de incompresibilidad durante la difusión

$$L_{dif} := \frac{\Delta R}{\tan\left(\frac{8 \cdot \pi}{180}\right)} = 0.104 \text{ m}$$

$$\Delta P_{dif} := \frac{(v(L_{tf}))^2 - v(0)^2}{2} \cdot \rho(L_{tf}) = 0.205 \cdot \text{bar}$$

$$\Delta P_d := \Delta P_{dif} \cdot 0.8 = 0.164 \cdot \text{bar}$$

fluído compresible

$$P_{te} := P + \frac{\rho(0) \cdot v(0)^2}{2} = 2.188 \cdot \text{bar} \quad P_{ts} := P_{te} - \Delta P = 2.012 \cdot \text{bar} \quad P_{es} := P_{ts} - \frac{\rho(L_{tf}) \cdot v(L_{tf})^2}{2} = 1.696 \cdot \text{bar}$$

fluído incompresible

$$P_{tei} := P + \frac{\rho_{media} \cdot (v_{media})^2}{2} = 2.014 \cdot \text{bar} \quad P_{tsi} := P_{tei} - \Delta P = 1.838 \cdot \text{bar} \quad P_{esi} := P_{tsi} - \frac{\rho_{media} \cdot v_{media}^2}{2} = 1.824 \cdot \text{bar}$$

$$P_{tei} - P_{tsi} = 0.176 \cdot \text{bar} \quad P_{esi} - P = -0.176 \cdot \text{bar}$$

Potencia ventilador

$$\eta_v := 0.7$$

$$\Delta P_{12} := \Delta P_f(L_{tf}) + \frac{\rho(L_{tf}) \cdot v(L_{tf})^2}{2} = 0.492 \cdot \text{bar} \quad \Delta P_v := \Delta P_{12} - \Delta P_d = 0.328 \cdot \text{bar} \quad W_v := \frac{\Delta P_v \cdot m_f}{\eta_v \cdot \rho(0)} = 12.567 \cdot \text{kW}$$

### Ciclo Brayton

Rendimientos politrópicos

$$\eta_{comp} := 0.8 \quad \eta_{ext} := 1.4 \quad T_i = 373.15 \text{ K} \quad T_o = 573.15 \text{ K} \quad T_{amb} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

### Compresor

$$P_{tsc} := P_{te} = 2.188 \cdot \text{bar} \quad T_{tsc} := T_{amb} \left( \frac{P_{tsc}}{P_{amb}} \right)^{\frac{1}{\gamma_a - 1}} = 400.95 \cdot \text{K} \quad T_i = 100 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_{amb} := 1 \cdot \text{bar} \quad W_{comp} := m_f \cdot c_p \cdot (T_{tsc} - T_{amb}) = 49.328 \cdot \text{kW}$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

### Tubo

$$\Delta T := \frac{G_{sol} \cdot L_{tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}}{m_f \cdot c_p} = 200 \text{ K} \quad \Delta T_t := \Delta T + \frac{v(L_{tf})^2 - v(0)^2}{2c_p} = 218.317 \text{ K} \quad T_{tet} := T_{tsc} + \Delta T_t = 619.267 \text{ K}$$

### Turbina

$$P_{tet} := P_{tsc} - \Delta P = 2.012 \text{ bar} \quad \eta_{turb} := 0.9$$

$$T_{tst} := T_{tet} \left( \frac{P_{amb}}{P_{tet}} \right)^{\frac{(\gamma_a - 1) \cdot \eta_{turb}}{\gamma_a}} = 517.376 \text{ K} \quad W_{turb} := m_f \cdot c_p \cdot (T_{tet} - T_{tst}) = 51.392 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia neta obtenida: } W_{neta} := W_{turb} - W_{comp} = 2.064 \text{ kW} \quad Q := G_{sol} \cdot L_{ap} \cdot L_{tf} \cdot \eta_{tf} = 1.009 \times 10^5 \text{ W}$$

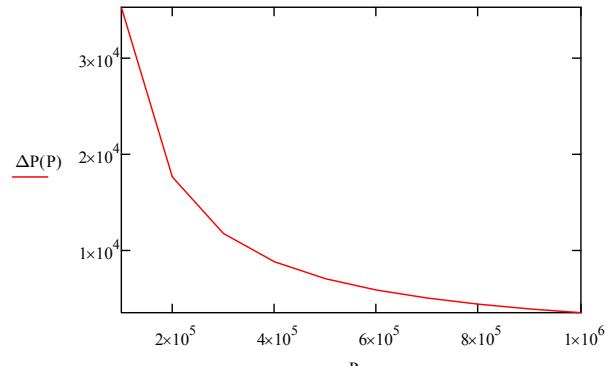
### Variaciones en función de $P$

$$P := 1 \text{ bar}, 2 \text{ bar} \dots 10 \text{ bar} \quad \eta_h := 0.7$$

$$\rho(P) := \frac{P}{R_g \cdot T_{media}}$$

$$\Delta P(P) := \frac{1}{2} \rho(P) v_{medi}(P)^2 \cdot f_{frve}(Re_{Dh}, \epsilon_r) \cdot \frac{L_{tf}}{D_h}$$

$P =$	$\rho(P) =$	$\Delta P(P) =$
$1 \cdot 10^5$ Pa	0.736 kg/m <sup>3</sup>	$3.518 \cdot 10^4$ Pa
$2 \cdot 10^5$	1.472	$1.759 \cdot 10^4$
$3 \cdot 10^5$	2.208	$1.173 \cdot 10^4$
$4 \cdot 10^5$	2.944	$8.794 \cdot 10^3$
$5 \cdot 10^5$	3.68	$7.035 \cdot 10^3$
$6 \cdot 10^5$	4.416	$5.863 \cdot 10^3$
$7 \cdot 10^5$	5.152	$5.025 \cdot 10^3$
$8 \cdot 10^5$	5.887	$4.397 \cdot 10^3$
$9 \cdot 10^5$	6.623	$3.909 \cdot 10^3$
$1 \cdot 10^6$	7.359	$3.518 \cdot 10^3$



$$\rho_i(P) := \frac{P}{R_g \cdot T_i}$$

$$\rho_o(P) := \frac{P - \Delta P(P)}{R_g \cdot T_o}$$

$$v_i(P) := \frac{m_f \cdot 4}{D_h^2 \cdot \pi \cdot \rho_i(P)}$$

$$v_o(P) := \frac{m_f \cdot 4}{D_h^2 \cdot \pi \cdot \rho_o(P)}$$

### Compresor

$$P_{tsc}(P) := P + \frac{\rho_i(P) \cdot v_i(P)^2}{2}$$

$$\left( \gamma_a^{-1} \right)$$

$$T_{tsc}(P) := T_{amb} \left( \frac{P_{tsc}(P)}{P_{amb}} \right)^{\gamma_a \cdot \eta_{comp}}$$

$$W_{comp}(P) := m_f \cdot c_p \cdot (T_{tsc}(P) - T_{amb})$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

### Tubo

$$\Delta T_{\text{t}}(P) := \Delta T + \frac{v_o(P)^2 - v_i(P)^2}{2c_p}$$

$$T_{\text{tot}}(P) := T_{\text{tsc}}(P) + \Delta T_t(P)$$

$$T_{\text{tet}}(P) =$$

723.856	K
619.267	
662.302	
705.166	
743.783	
778.562	
810.199	
839.27	
866.223	
891.396	

$W_{\text{comp}}(P) =$	
$1.845 \cdot 10^4$	W
$4.933 \cdot 10^4$	
$7.68 \cdot 10^4$	
$1 \cdot 10^5$	
$1.202 \cdot 10^5$	
$1.381 \cdot 10^5$	
$1.543 \cdot 10^5$	
$1.691 \cdot 10^5$	
$1.828 \cdot 10^5$	
$1.955 \cdot 10^5$	

$$P_{\text{tot}}(P) := P_{\text{tsc}}(P) - \Delta P(P)$$

### Turbina

$$\frac{(\gamma_a - 1) \cdot \eta_{\text{turb}}}{\gamma_a}$$

$$T_{\text{tot}}(P) := T_{\text{tet}}(P) \cdot \left( \frac{P_{\text{amb}}}{P_{\text{tet}}(P)} \right)^{\frac{1}{\gamma_a}}$$

$$W_{\text{turb}}(P) := m_f \cdot c_p \cdot (T_{\text{tet}}(P) - T_{\text{tst}}(P))$$

$\Delta T_t(P) =$	
384.135	K
218.317	
206.895	
203.657	
202.278	
201.558	
201.135	
200.864	
200.68	
200.549	

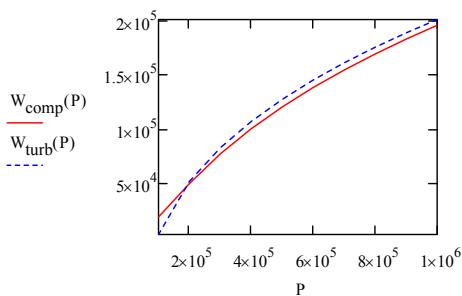
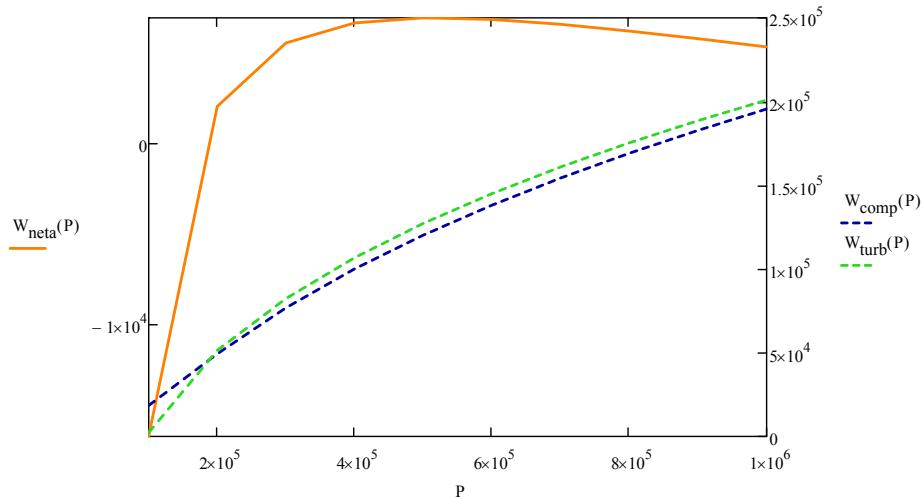
$T_{\text{tet}}(P) =$	
723.856	K
619.267	
662.302	
705.166	
743.783	
778.562	
810.199	
839.27	
866.223	
891.396	

$$W_{\text{neta}}(P) := W_{\text{turb}}(P) - W_{\text{comp}}(P)$$

$W_{\text{neta}}(P) =$	
$-1.624 \cdot 10^4$	W
$2.064 \cdot 10^3$	
$5.587 \cdot 10^3$	
$6.699 \cdot 10^3$	
$6.979 \cdot 10^3$	
$6.89 \cdot 10^3$	
$6.618 \cdot 10^3$	
$6.247 \cdot 10^3$	
$5.821 \cdot 10^3$	
$5.365 \cdot 10^3$	

$W_{\text{turb}}(P) =$	
$2.207 \cdot 10^3$	W
$5.139 \cdot 10^4$	
$8.238 \cdot 10^4$	
$1.067 \cdot 10^5$	
$1.272 \cdot 10^5$	
$1.45 \cdot 10^5$	
$1.609 \cdot 10^5$	
$1.753 \cdot 10^5$	
$1.886 \cdot 10^5$	
$2.009 \cdot 10^5$	

$T_{\text{tst}}(P) =$	
719.481	K
517.376	
498.967	
493.525	
491.592	
491.047	
491.164	
491.629	
492.289	
493.062	



## Anexo 2: Hoja de Mathcad para las variaciones en función del número de aletas.

En este anexo se ha adjuntado la hoja de Mathcad para la variación en función del número de aletas que se realizo cuando el diámetro aun tenia valor  $D = 0,7m$ , el cual se utilizo para el apartado que lleva el mismo nombre.

**Variaciones en función de Nf**

$$\begin{aligned}
 \text{dm} &:= .1 \cdot \text{m} & G_{\text{sol}} &:= 800 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2} & D &:= .07 \cdot \text{m} & m_f &:= 0.5 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} & \mu_a &:= 23.45 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} & R_U &:= 8.314 \cdot \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}} & R_g &:= \frac{R_U}{P_M} \\
 N_p &:= 4 & L_f &:= \frac{D}{2.5} & L_{ap} &:= 7.5 \cdot \text{m} & e_f &:= .5 \cdot \text{mm} & k_{al} &:= 237 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} & k_a &:= 0.03374 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} & \gamma_a &:= 1.398 & c_p &:= \frac{R_g}{1 - \frac{1}{\gamma_a}} \\
 T_{amb} &:= 30^\circ \text{C} & T_i &:= 373.15 \cdot \text{K} & T_o &:= 573.15 \cdot \text{K} & & & L_{tf} &:= 27.96 \cdot \text{m} & & & c_p &= 1.009 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{\text{K} \cdot \text{s}^2} & & \\
 P_r &:= \frac{(\mu_a \cdot c_p)}{k_a} & T_{media} &:= \frac{T_i + T_o}{2} = 473.15 \text{ K} & & & & & \eta_{tf} &:= .62 & & & \rho &:= 1.472 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & & \\
 \end{aligned}$$

$$A_{tf}(N_f) := \pi \cdot \left( \frac{D}{2} \right)^2 - N_f \cdot L_f \cdot e_f \quad P_f(N_f) := (\pi \cdot D) + N_f \cdot 2 \cdot L_f \quad D_h(N_f) := \frac{4 \cdot A_{tf}(N_f)}{P_f(N_f)} \quad v_f(N_f) := \frac{m_f}{A_{tf}(N_f) \cdot \rho}$$

$$\begin{aligned}
 Re_{Dh}(N_f) &:= \frac{4 \cdot m_f}{P_f(N_f) \cdot \mu_a} & D_h(N_p) &:= 3.417 \cdot \text{cm} & A_{tf}(N_p) &:= 3.792 \times 10^{-3} \text{ m}^2 & P_f(N_p) &:= 0.444 \text{ m} & v_f(N_p) &:= 89.566 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 Re_{Dh}(N_p) &:= 1.921 \times 10^5 & & & & & & & \\
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Correlacion de Gnielinski (Dh)} \quad \varepsilon_{\text{g}} &:= .1 \cdot \text{mm} & \varepsilon_r &:= \frac{\varepsilon}{D} \\
 Nu_f(N_f) &:= \frac{\left( \frac{f_f(N_f)}{8} \right) \cdot (Re_{Dh}(N_f) - 1000) \cdot P_r}{1 + 12.7 \cdot \left( \frac{f_f(N_f)}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} & f_f(N_f) &:= \left[ -1.8 \cdot \log \left[ \left( \frac{\varepsilon_f}{3} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_{Dh}(N_f)} \right] \right]^{-2} & h_f(N_f) &:= \frac{Nu_f(N_f) \cdot k_a}{D_h(N_f)}
 \end{aligned}$$

$$m_{fin}(N_f) := \left( \frac{h_f(N_f) \cdot 2}{k_{al} \cdot e_f} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \eta_f(N_f) := \frac{\tanh \left[ m_{fin}(N_f) \left( L_f + \frac{e_f}{2} \right) \right]}{m_{fin}(N_f) \left( L_f + \frac{e_f}{2} \right)}$$

$$f_f(N_p) = 0.024 \quad m_{fin}(N_p) = 87.761 \frac{1}{\text{m}} \quad \eta_f(N_p) = 0.398 \quad h_f(N_p) = 456.348 \frac{1}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot W \quad Nu_f(N_p) = 462.205$$

$$\text{Obtención de } T_{wall}, L_t \text{ y } \eta \quad K_2 := .0004529 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2} \quad \eta_0 := .635$$

Dado

$$m_f \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) = G_{\text{sol}} \cdot L_{tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

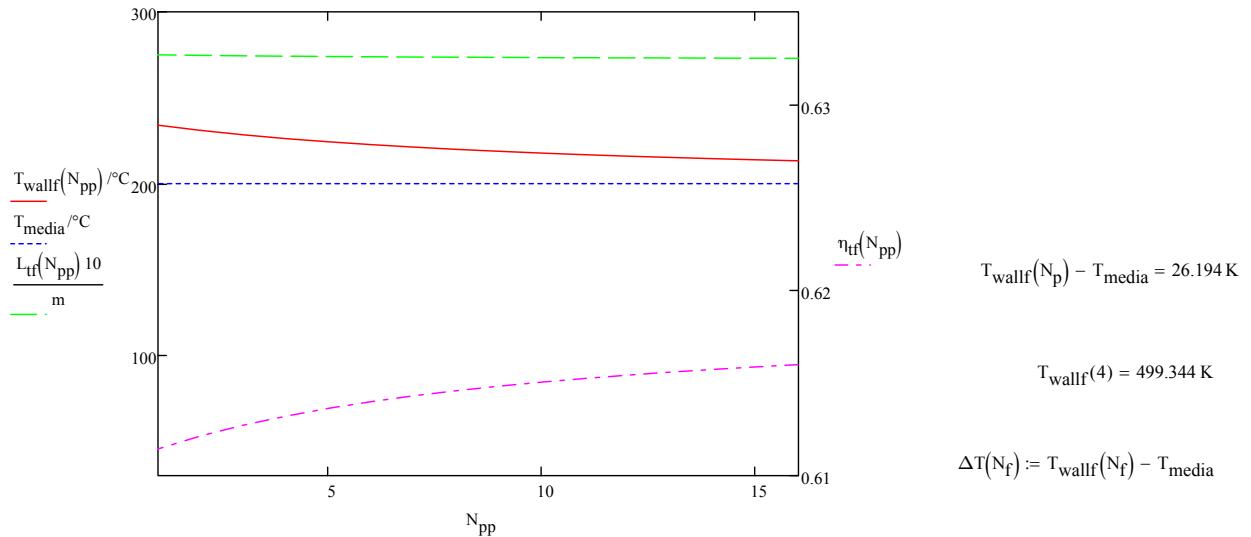
$$\eta_{tf} = \eta_0 - \frac{K_2 (T_{wallf} - T_{amb})^2}{G_{sol}}$$

$$(T_{wallf} - T_{media}) \cdot h_f(N_f) \cdot [(\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot \eta_f(N_f) \cdot (2L_f + e_f)] = G_{sol} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}$$

$$(T_{wallf}(N_f), \eta_f(N_f), L_{tf}(N_f)) := \text{Minerr}(T_{wallf}, \eta_{tf}, L_{tf})$$

$$T_{wallf}(N_p) = 499.344 \text{ K} \quad \eta_{tf}(N_p) = 0.613 \quad L_{tf}(N_p) = 27.417 \text{ m} \quad T_{media} = 473.15 \text{ K}$$

$$N_{pp} := (0, 1 .. 16)$$



$L_{tf}(N_{pp}) =$	
27.536	m
27.497	
27.465	
27.439	
27.417	
27.399	
27.383	
27.369	
27.356	
27.345	
27.336	
27.327	
27.319	
27.312	
27.305	
...	

$T_{wallf}(N_{pp}) =$	
510.852	K
507.16	
504.105	
501.535	
499.344	
497.453	
495.806	
494.358	
493.075	
491.931	
490.904	
489.977	
489.137	
488.372	
487.672	
...	

$\eta_{tf}(N_{pp}) =$	
0.611	
0.611	
0.612	
0.613	
0.613	
0.614	
0.614	
0.614	
0.615	
0.615	
0.615	
0.615	
0.616	
0.616	
...	

Los valores para  $N_{pp}=0$  coinciden con los calculados previamente sin aletas

$\Delta T(N_{pp}) =$	
37.702	K
34.01	
30.955	
28.385	
26.194	
24.303	
22.656	
21.208	
19.925	
18.781	
17.754	
16.827	
15.987	
15.222	
14.522	
...	

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

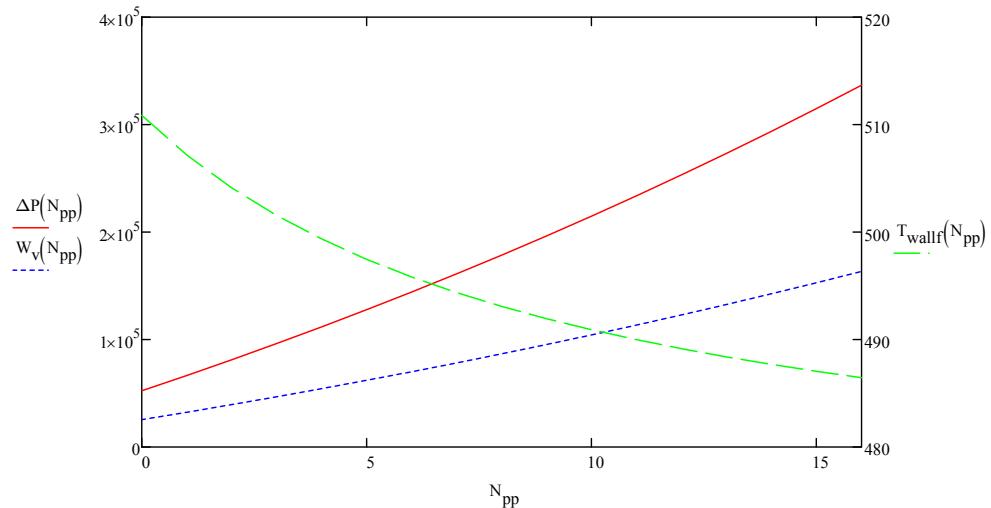
$$\Delta P(N_f) := \frac{1}{2} \rho \cdot v_f(N_f)^2 \cdot f_f(N_f) \cdot \frac{L_{tf}(N_f)}{D_h(N_f)}$$

$$\eta_v := 0.7$$

$$W_v(N_f) := \frac{\Delta P(N_f) \cdot m_f}{\eta_v \cdot \rho}$$

$$\Delta P(4) = 1.117 \cdot \text{bar}$$

$$W_v(4) = 5.421 \times 10^4 \text{ W}$$



$f_f(N_{pp}) =$	$v_f(N_{pp}) =$	$D_h(N_{pp}) =$	$\Delta P(N_{pp}) =$	$W_v(N_{pp}) =$	$Q(N_{pp}) =$	$\frac{W_v(N_{pp})}{Q(N_p)} =$
0.023	88.263	0.07	0.522	25.333	100.875	0.251
0.023	88.585	0.056	0.664	32.242	100.875	0.32
0.023	88.909	0.046	0.811	39.354	100.875	0.39
0.023	89.236	0.039	0.962	46.674	100.875	0.463
0.024	89.566	0.034	1.117	54.209	100.875	0.537
0.024	89.898	0.03	1.277	61.963	100.875	0.614
0.024	90.232	0.027	1.441	69.942	100.875	0.693
0.024	90.569	0.025	1.611	78.151	100.875	0.775
0.024	90.908	0.022	1.785	86.595	100.875	0.858
0.024	91.25	0.021	1.964	95.28	100.875	0.945
0.024	91.595	0.019	2.148	104.211	100.875	1.033
0.024	91.942	0.018	2.337	113.394	100.875	1.124
0.024	92.291	0.017	2.531	122.833	100.875	1.218
0.024	92.644	0.015	2.731	132.536	100.875	1.314
0.025	92.999	0.015	2.937	142.507	100.875	1.413
...	...	...	...	...	...	...

### **Anexo 3: Hoja de Mathcad para las variaciones en función del diámetro.**

En este anexo se ha adjuntado la hoja de Mathcad donde se calculan las variaciones en función del diámetro, para un número de aletas  $N_f = 4$ , el número de aletas finales del colector, con el que se calcularon los resultados del apartado homónimo.

## Variaciones en función de D

$$\begin{aligned}
 dm &:= .1 \cdot m \\
 D_p &:= .1 \cdot m & G_{\text{sol}} &:= 800 \frac{W}{m^2} & m_f &:= .5 \frac{kg}{s} & L_{ap} &:= 7.5 \cdot m & PM &:= 28.95 \frac{gm}{mol} & RU &:= 8.314 \frac{J}{mol \cdot K} \\
 N_f &:= 4 & L_f(D) &:= \frac{D}{2.5} & e_f &:= .5 mm & \mu_a &:= 23.45 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s} & \gamma_a &:= 1.398 & R_g &:= \frac{RU}{PM} \\
 k_a &:= 0.03374 \frac{W}{m \cdot K} & T_{amb} &:= 30^\circ C & k_{al} &:= 237 \frac{W}{m \cdot K} & \rho &:= 1.472 \frac{kg}{m^3} & c_p &:= \frac{R_g}{1 - \frac{1}{\gamma_a}} & c_p &= 1.009 \times 10^3 \frac{m^2}{K \cdot s^2} \\
 T_i &:= 373.15 K & T_o &:= 573.15 K & T_{media} &:= \frac{T_i + T_o}{2} = 473.15 K & \eta_{tf} &:= .62 & L_{tf} &:= 27.96 \cdot m & Pr &:= \frac{(\mu_a \cdot c_p)}{k_a} \\
 T_{wallf} &:= 218.6^\circ C = 491.75 K
 \end{aligned}$$

$$A_{tf}(D) := \pi \cdot \left( \frac{D}{2} \right)^2 - N_f \cdot L_f(D) \cdot e_f \quad P_f(D) := (\pi \cdot D) + N_f \cdot 2 \cdot L_f(D) \quad D_h(D) := \frac{4 \cdot A_{tf}(D)}{P_f(D)}$$

$$v_f(D) := \frac{m_f}{A_{tf}(D) \cdot \rho} \quad Re_{Dh}(D) := \frac{4 \cdot m_f}{P_f(D) \cdot \mu_a} \quad Re_{Dh}(D_p) = 1.345 \times 10^5$$

$$L_f(D_p) = 0.04 \text{ m} \quad D_h(D_p) = 4.903 \cdot \text{cm} \quad A_{tf}(D_p) = 7.774 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad P_f(D_p) = 0.634 \text{ m} \quad v_f(D_p) = 43.694 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Correlación de Gnielinski (Dh) \quad \xi := .1 \cdot mm \quad \epsilon_r(D) := \frac{\epsilon}{D}$$

$$Nu_f(D) := \frac{\left( \frac{f_f(D)}{8} \right) \cdot (Re_{Dh}(D) - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{f_f(D)}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{Pr^{\frac{3}{2}}} - 1 \right)} \quad f_f(D) := \left[ -1.8 \cdot \log \left[ \left( \frac{\epsilon_r(D)}{3} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_{Dh}(D)} \right] \right]^{-2} \quad h_f(D) := \frac{Nu_f(D) \cdot k_a}{D_h(D)}$$

$$m_{fin}(D) := \left( \frac{h_f(D) \cdot 2}{k_{al} \cdot e_f} \right)^{\frac{1}{2}} \quad n_f(D) := \frac{\tanh \left[ m_{fin}(D) \cdot \left( L_f(D) + \frac{e_f}{2} \right) \right]}{m_{fin}(D) \cdot \left( L_f(D) + \frac{e_f}{2} \right)}$$

$$f_f(D_p) = 0.022 \quad Nu_f(D_p) = 303.441 \quad h_f(D_p) = 208.792 \frac{1}{m^2 \cdot K} \cdot W$$

$$m_{fin}(D_p) = 59.363 \frac{1}{m} \quad n_f(D_p) = 0.412$$

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

### Obtención de $T_{wall}$ , $L_{tf}$ y $\eta_{tf}$

Dado

$$m_f \cdot c_p (T_o - T_i) = G_{sol} \cdot L_{tf} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}$$

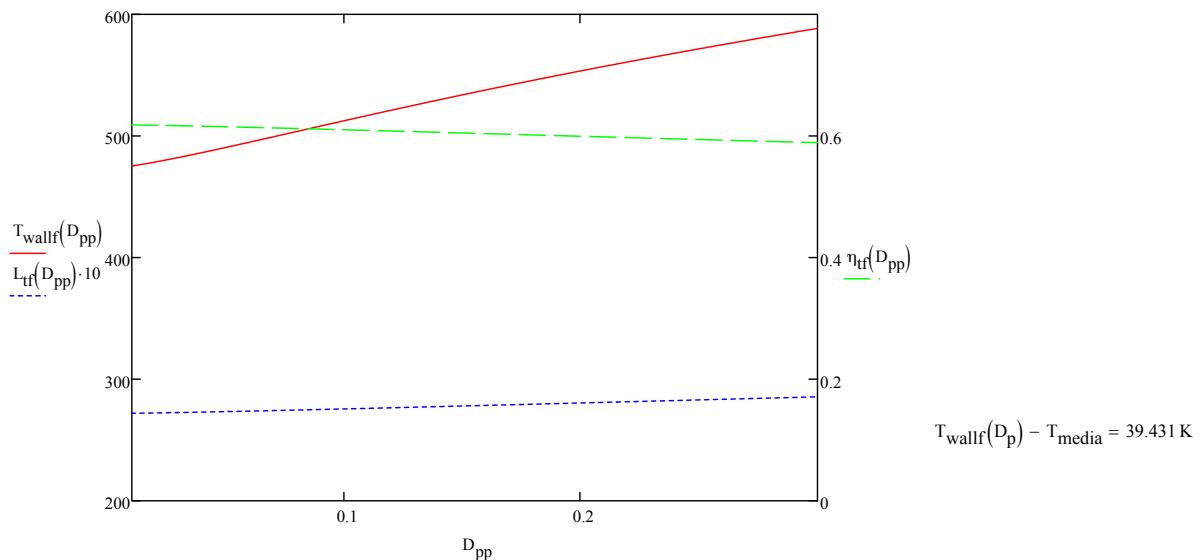
$$\eta_{tf} = 0.635 - \frac{0.0004529 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K^2} \cdot (T_{wallf} - T_{amb})^2}{G_{sol}}$$

$$(T_{wallf} - T_{media}) \cdot h_f(D) \cdot [(\pi \cdot D - N_f \cdot e_f) + N_f \cdot \eta_f(D) \cdot (2 \cdot L_f(D) + e_f)] = G_{sol} \cdot L_{ap} \cdot \eta_{tf}$$

$$(T_{wallf}(D), \eta_{tf}(D), L_{tf}(D)) := \text{Minerr}(T_{wallf}, \eta_{tf}, L_{tf}) \quad T_{media} = 473.15 \text{ K}$$

$$T_{wallf}(D_p) = 512.581 \text{ K} \quad \eta_{tf}(D_p) = 0.61 \quad L_{tf}(D_p) = 27.554 \text{ m}$$

$L_{tf}$  casi no cambia y  $\eta_{tf}$  casi tampoco, sin embargo si  $T_{wf}$



$$D_{pp} := (0.01 \text{ m}, 0.02 \text{ m} .. 0.2 \text{ m})$$

$L_{tf}(D_{pp}) =$	$T_{wallf}(D_{pp}) =$	$\eta_{tf}(D_{pp}) =$
27.195	475.281	0.618
27.224	478.59	0.618
27.257	482.358	0.617
27.294	486.401	0.616
27.333	490.621	0.615
27.374	494.951	0.614
27.417	499.344	0.613
27.462	503.764	0.612
27.507	508.183	0.611
27.554	512.581	0.61

## Colector solar Fresnel de Aire comprimido

27.601	516.943	0.609
27.649	521.257	0.608
27.697	525.515	0.607
27.746	529.712	0.606
27.795	533.845	0.605
...	...	...

$$\Delta P(D) := \frac{1}{2} \rho \cdot v_f(D)^2 \cdot f_f(D) \cdot \frac{L_{tf}(D)}{D_h(D)}$$

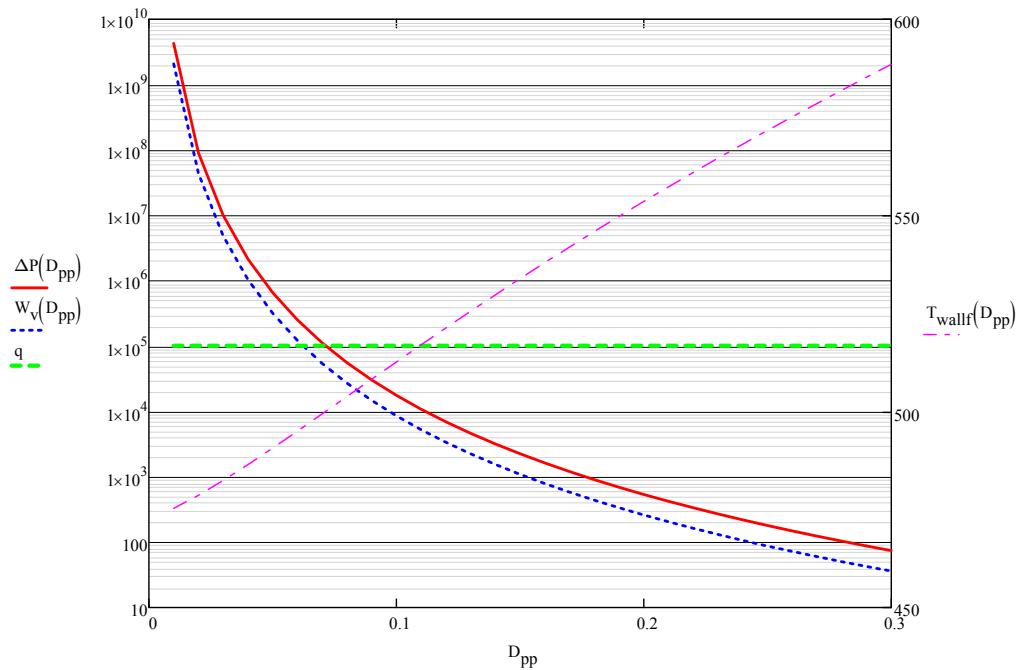
$$W_v(D) := \frac{\Delta P(D) \cdot m_f}{\eta_v \cdot \rho}$$

$$Q(D) := G_{sol} \cdot L_{ap} \cdot L_{tf}(D) \cdot \eta_{tf}(D)$$

$$D_{pp} := (0.01m, 0.02m..0.3m)$$

$$\eta_v := 0.7$$

$$q := Q(0.1m) = 1.009 \times 10^5 \text{ W}$$



$\Delta P(D_{pp}) =$	$W_v(D_{pp}) =$	$\Delta P(0.1m) = 1.759 \times 10^4 \text{ Pa}$	$\left( \frac{W_v(D_{pp})}{Q(D_{pp})} \right)^{-1} =$	$\frac{W_v(D_{pp})}{Q(D_{pp})} =$
$4.262 \cdot 10^9 \text{ Pa}$	$2.068 \cdot 10^9 \text{ W}$	$W_v(0.1m) = 8.534 \times 10^3 \text{ W}$	$4.877 \cdot 10^{-5}$	$2.05 \cdot 10^4$
$9.007 \cdot 10^7$	$4.371 \cdot 10^7$		$2.308 \cdot 10^{-3}$	$433.271$
$10 \cdot 10^6$	$4.852 \cdot 10^6$		$0.021$	$48.103$
$2.143 \cdot 10^6$	$1.04 \cdot 10^6$		$0.097$	$10.307$
$6.553 \cdot 10^5$	$3.18 \cdot 10^5$		$0.317$	$3.152$
$2.506 \cdot 10^5$	$1.216 \cdot 10^5$		$0.83$	$1.205$
$1.117 \cdot 10^5$	$5.421 \cdot 10^4$		$1.861$	$0.537$
$5.572 \cdot 10^4$	$2.704 \cdot 10^4$		$3.731$	$0.268$
$3.027 \cdot 10^4$	$1.469 \cdot 10^4$		$6.868$	$0.146$
$1.759 \cdot 10^4$	$8.534 \cdot 10^3$		$11.82$	$0.085$
$1.079 \cdot 10^4$	$5.235 \cdot 10^3$		$19.268$	$0.052$
$6.921 \cdot 10^3$	$3.359 \cdot 10^3$		$30.035$	$0.033$
$4.61 \cdot 10^3$	$2.237 \cdot 10^3$		$45.095$	$0.022$
$3.17 \cdot 10^3$	$1.538 \cdot 10^3$		$65.587$	$0.015$
$2.24 \cdot 10^3$	$1.087 \cdot 10^3$		$92.818$	$0.011$
...	...		...	...

## Anexo 4: Tabla de propiedades termofísicas del aire

Fuente: UC3M, Departamento de ingeniería térmica y de fluidos. (2014). *Apuntes de Transferencia de calor por convección en flujo interno.*

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica<sup>a</sup>

<i>T</i> (K)	<i>ρ</i> (kg/m <sup>3</sup> )	<i>c<sub>p</sub></i> (kJ/kg · K)	<i>μ · 10<sup>7</sup></i> (N · s/m <sup>2</sup> )	<i>v · 10<sup>6</sup></i> (m <sup>2</sup> /s)	<i>k · 10<sup>3</sup></i> (W/m · K)	<i>α · 10<sup>6</sup></i> (m <sup>2</sup> /s)	<i>Pr</i>
<b>Aire</b>							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
<b>Amoniaco (NH<sub>3</sub>)</b>							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869