



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Modelado y análisis de intercambiadores de
calor en sistemas EGR

Autor/es

José Manuel Ríos Grau

Director/es

Javier Pallarés Ranz

Yolanda Bravo Rodríguez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2018

Modelado y análisis de intercambiadores de calor en sistemas EGR

RESUMEN

El presente proyecto de final de grado presenta un estudio llevado a cabo bajo una idea aportada por Yolanda Bravo del departamento I+D de Valeo Térmico Zaragoza. Esta idea, que no se había planteado antes en el departamento, ha consistido en el desarrollo de un diseño, modelado y posterior análisis de un intercambiador de calor con un banco de tubos de flujo cruzado para un sistema EGR. Para llevar a cabo este modelado, se ha tomado un estándar de Valeo Térmico como es el intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1, el cual ha servido para realizar cada uno de los modelados iso-volumen. Todos los modelados llevados a cabo en el proyecto se han realizado bajo una aproximación tradicional, haciendo uso del método de la efectividad (E-NTU) tal y como se detalla en la memoria.

En este sentido, y con la finalidad de encontrar unas correlaciones adecuadas al estudio realizado, se han revisado artículos relacionados con el modelado de los diferentes intercambiadores de calor aquí estudiados para sistemas EGR. La revisión se ha llevado a cabo tanto para intercambiadores de calor de carcasa y tubos con aletas según el estándar de Valeo, así como para intercambiadores de calor de bancos de tubos lisos y tubos aleteados existentes en la literatura. Según esto, se han revisado tanto artículos de actualidad como artículos conocidos en este campo. Una vez hecha esta revisión de artículos y seleccionadas ya las correlaciones para cada tipo de intercambiador de calor a modelar, se han llevado a cabo los diferentes modelados de los intercambiadores de calor analizados en el proyecto mediante el software informático EES para la resolución de ecuaciones matemáticas. Posteriormente, se ha realizado un análisis y una comparativa entre los diferentes intercambiadores de calor modelados basada en la funcionalidad y el coste.

De entre los diferentes intercambiadores modelados en este proyecto, el intercambiador de calor de banco de tubos con aletas frente al intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 de Valeo ha resultado ser finalmente una alternativa muy interesante. Este intercambiador de calor ha conseguido igualar las prestaciones térmicas del intercambiador de calor estándar de Valeo consiguiendo además una reducción del 40% en masa. Con todos estos datos, aunque con algunos puntos de análisis pendientes de estudiar como la pérdida de carga, la durabilidad, la fabricación o la resistencia al ensuciamiento, se ha logrado llegar al objetivo final de éste; se ha conseguido encontrar una alternativa que se presenta ventajosa frente al intercambiador de calor estándar de Valeo Térmico para el sistema EGR Greco 1, estableciendo así las bases a un estudio más completo por parte de la propia empresa a la alternativa aquí presentada.

ÍNDICE

1. Introducción
 - 1.1. El sistema EGR: origen, tipos, funcionamiento y ventajas
 - 1.2. Campos de investigación en sistemas EGR
 - 1.3. Planteamiento y objetivo del proyecto
2. Estudio previo de modelado bajo aproximación tradicional en sistemas EGR
 - 2.1. Sistemas EGR de carcasa y tubos con perturbadores tipo OFFSET (diseño Valeo Térmico)
 - 2.2. Intercambiadores de calor de banco de tubos (diseño propio)
3. Modelado de intercambiadores de calor de sistemas EGR
 - 3.1. Fase 1: Sistema EGR con intercambiador de carcasa y tubos (diseño Valeo Térmico).
 - 3.2. Fase 2: Sistema EGR con intercambiador de banco de tubos (diseño propio)
 - 3.2.1. Banco de tubos lisos
 - 3.2.2. Banco de tubos aleteados
4. Resultados: Comparación de los intercambiadores modelados
5. Conclusiones
6. Bibliografía

Anexos

Anexo I: Ecuaciones de modelado

Anexo II: Resultados del modelado

1. INTRODUCCIÓN

1.1 El sistema EGR: origen, tipos, funcionamiento y ventajas

A mediados del siglo pasado en Los Ángeles se descubría que los vehículos con motores de combustión interna eran una fuente importante de contaminación del aire. Consecuentemente, se llevaron a cabo investigaciones que derivaron en la aparición progresiva de las primeras normativas sobre emisiones para automóviles en los Estados Unidos, Europa y Japón [1]. Fue a partir de la década de los 90 con la llegada de las normativas EURO sobre emisiones contaminantes cuando las emisiones de NOx comenzaron a cobrar importancia. Este interés por los NOx trajo consigo numerosas investigaciones para la aplicación de los sistemas EGR en los motores diésel hasta llegar a día de hoy a un uso generalizado en todos ellos [2].

Los sistemas EGR cuyas siglas en inglés significan “*Exhaust Gas Recirculation*”, se diseñaron para recircular parte de los gases de escape del motor desde su expulsión de la cámara de combustión a la admisión. Esta recirculación permitía reducir las emisiones de NOx a la atmósfera ligada por el contrario a otros efectos no tan positivos como el aumento de las emisiones de partículas o la disminución de la potencia del motor a revoluciones medias/bajas con el consiguiente aumento del consumo de vehículo con la válvula del sistema EGR abierta.

En la actualidad, existen dos tipos de sistemas EGR muy diferenciados: el EGR de alta presión (HP EGR) y el EGR de baja presión (LP EGR). Aunque el EGR de alta presión supuso un gran avance, sus limitaciones frente a las tasas EGR logradas propiciaron la aparición del EGR de baja presión, un sistema EGR más limpio frente a lo que se conoce como resistencia térmica de ensuciamiento. Con el tiempo las investigaciones hicieron que se mostrase interesante trabajar de manera mixta con ambos sistemas.

La principal diferencia entre ambos tipos de sistemas EGR es la zona en la que se toman de gases. El sistema EGR de alta presión (HP EGR) toma los gases directamente a la salida del colector de escape mientras que el de baja presión (LP EGR) toma los gases justo después de la turbina del turbocompresor del vehículo. Valeo Térmico comercializa tanto los intercambiadores de calor de los sistemas EGR LP como los HP. Los dos tipos de sistemas EGR pueden ir refrigerados o no según las especificaciones demandadas por el cliente para cada tipo de motor y son combinables pudiendo trabajar de manera independiente o mixta como se puede ver en la imagen 3 y se explica un poco más adelante.

En un sistema EGR, tanto la presencia de un intercambiador de calor como la zona de la que se toman los gases de escape influyen en la densidad de los gases que se desean introducir en la cámara de combustión del motor. En este sentido, el uso de los intercambiadores de calor en sistemas EGR es determinado en función de las necesidades del motor para el que se diseñan estos sistemas. La refrigeración de los gases recirculados del propio motor permite aumentar el nivel de masa al introducir gas más frío en el mismo volumen, logrando así una mayor tasa de EGR. El sistema EGR de baja presión (LP) es el más eficiente de los dos tipos ya que es el que toma los gases más fríos, pudiendo lograr una tasa EGR del 50% frente al 30% que es capaz de lograr el sistema EGR de alta presión (HP) [3]. Sin embargo, y aunque esta refrigeración está ligada a una mayor reducción en la emisión de los contaminantes NOx a la atmósfera, el proceso de combustión del motor se ve afectado negativamente al introducir en la mezcla de la cámara de combustión gases recirculados y aire refrigerados en lugar de aire fresco.

Aunque el uso habitual de los sistemas EGR es en régimen de giro del motor y carga de aceleración bajas, en estado de funcionamiento el reparto del uso de los dos sistemas EGR no sigue el mismo mapeado de par frente a revoluciones (τ -rpm) para todos los motores. Este punto suele determinarse en base a las preferencias de acuerdo con el tipo de motor y homologación para el que estos sistemas se diseñan. En las imágenes 1 y 2 se pueden ver dos ejemplos sobre el porcentaje/zona de uso de cada intercambiador según el par del motor y el régimen de giro para dos motores de clientes distintos.

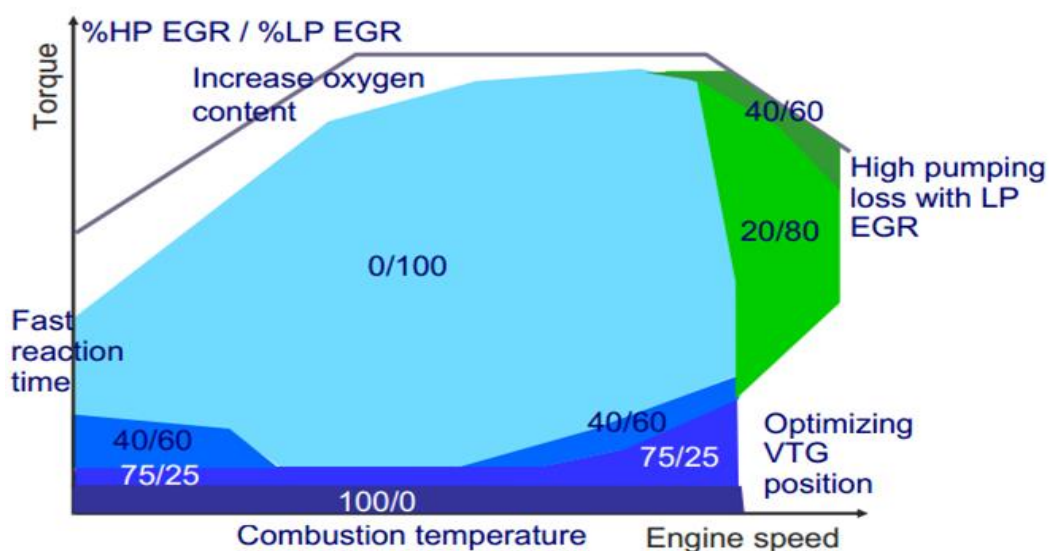


Imagen 1. Zona de uso intercambiadores de calor de sistemas EGR HP y LP en motor 2. [4]

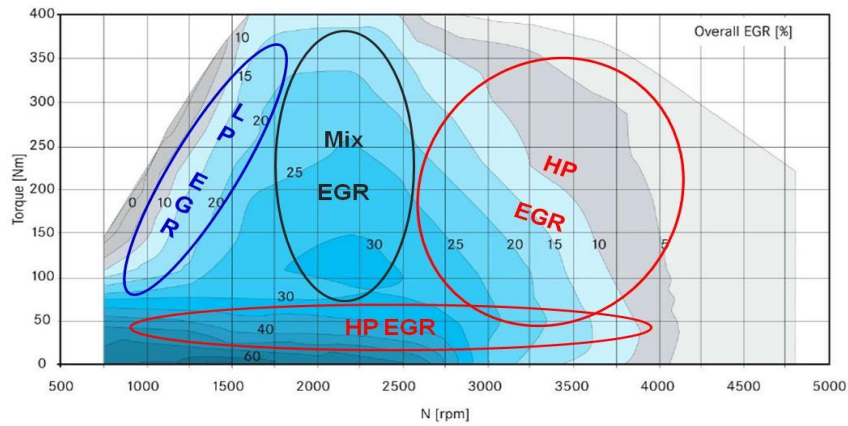


Imagen 2. Zona de uso intercambiadores de calor de sistemas EGR HP y LP en motor 2. [5]

En la siguiente imagen puede verse como los sistemas EGR de alta y baja presión (HP y LP) que trabajan solos pueden combinarse en función de las necesidades del motor o requerimientos de cada cliente.

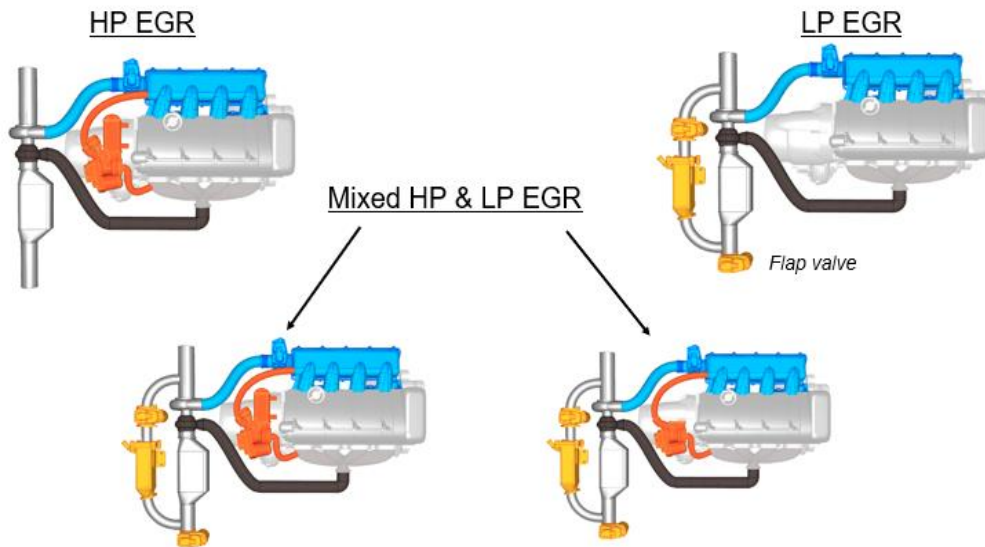


Imagen 3. Tipos y combinaciones posibles de sistemas EGR. Valeo Térmico.

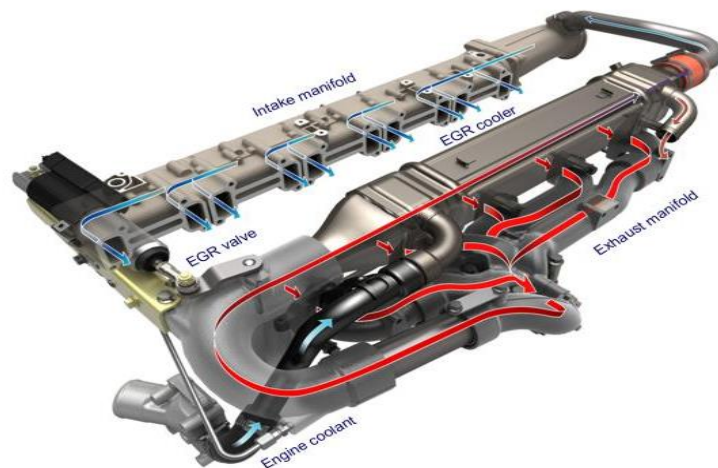


Imagen 4. Refrigeración de un sistema EGR. SCANIA. [6]

1.2 Campos de investigación en sistemas EGR

De un tiempo a esta parte las normativas sobre emisiones contaminantes y la aparición de los sistemas EGR despertaron un gran interés en la comunidad científica. En los últimos años ha aumentado el número de artículos relacionados con este tema, artículos que en su gran mayoría centran su atención en el intercambiador de calor de los propios sistemas EGR.

El ensuciamiento, las condiciones de entrada al sistema EGR de los gases, la influencia de la tasa EGR en aquellos contaminantes distintos al NO_x, el salto de presiones entre admisión y escape de los gases o la influencia de la geometría del propio intercambiador del sistema EGR sobre la eficiencia de éste, son algunos de los temas tratados en los artículos existentes en la literatura sobre sistemas EGR.

Elhady et al. [7] hablan en su artículo tanto de la influencia del salto de presión en los motores diésel entre la admisión y el escape, como de la influencia de este salto de presión en la velocidad óptima de los gases recirculados en relación con la reducción del ensuciamiento del intercambiador de calor del sistema EGR. Por otro lado, Li et al. [8] reflejan en su artículo la necesidad de llevar a cabo un estudio a fondo de temas importantes en el modelado de un intercambiador de calor de un sistema EGR, temas como la selección de la velocidad media del flujo de los gases que atraviesan el intercambiador o la selección de la superficie de transferencia de calor óptima. Los autores de este artículo también comentan la necesidad de la implantación de nuevas tecnologías en el recubrimiento de las superficies del intercambiador de calor del sistema EGR para mitigar el efecto que tiene el ensuciamiento sobre las propiedades térmicas de éste, asegurando así su correcto funcionamiento y durabilidad.

Otros artículos de investigación muestran estudios sobre diferentes formas de superficies de tubos por los que fluye el gas recirculado en el intercambiador de calor del sistema EGR con el objetivo de lograr un mayor intercambio de calor con el refrigerante, pero únicamente en sistemas EGR de carcasa y tubos y no así en el uso de bancos de tubos como intercambiadores de calor para estos sistemas [9].

1.3 Planteamiento y objetivo del proyecto

Con motivo del impacto de las emisiones de los vehículos en la calidad del aire urbano y en la atmósfera, empresas como Valeo Térmico realizan nuevos desarrollos con el fin de mejorar un producto que vienen ofreciendo al mercado de la automoción desde hace aproximadamente 20 años adaptando su funcionalidad a las diferentes

normativas europeas sobre emisiones contaminantes y especificaciones del cliente; el sistema EGR.

Los intercambiadores de calor de los sistemas EGR según la tecnología Valeo, son productos que se componen principalmente de una carcasa con tubos en su interior por los que circula el gas de escape del motor. A su vez, estos tubos tienen en

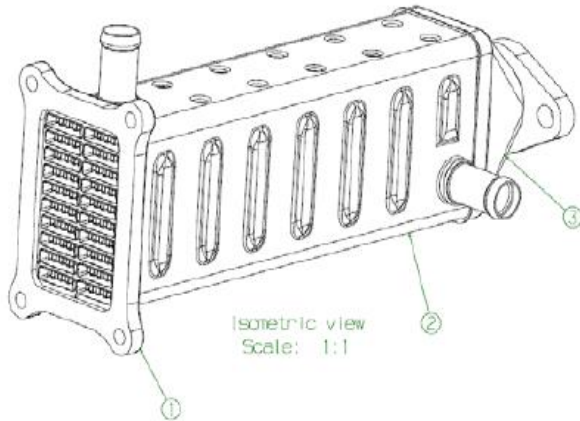


Imagen 5. Intercambiador de calor tradicional de sistema EGR Greco 1 cuyo diseño pertenece a Valeo Térmico.

su interior perturbadores que ayudan a lograr determinadas características en el flujo como se verá más adelante. Por dentro de la carcasa y en contacto con el exterior de los tubos que se encuentran en su interior circula el refrigerante. Desde el departamento I+D de Valeo Térmico se ha pensado en llevar a cabo un modelado y análisis de un

intercambiador EGR con un banco de tubos de flujo cruzado, una alternativa que se muestra interesante y que no se había planteado antes en este departamento.

Con ayuda del software informático EES se ha modelado en primer lugar el intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 de Valeo Térmico a partir de datos experimentales proporcionados por el departamento I+D. En segundo lugar y de igual manera, se ha modelado y comparado el intercambiador de calor alternativo con un banco de tubos de flujo cruzado sobre las mismas dimensiones geométricas y condiciones de entrada del sistema EGR Greco1. El objetivo final de este proyecto ha sido presentar el estudio de una primera comparativa frente al actual estándar de intercambiadores de calor de sistemas EGR en Valeo Térmico (centrado a nivel funcional en la capacidad de refrigeración de ambas tecnologías y a nivel económico en la masa de los productos) que permita establecer unas bases y dar lugar a un estudio más completo por parte de la empresa, pudiendo dar lugar así al desarrollo de la tecnología de banco de tubos para su fabricación industrial en producción serie.

2. ESTUDIO PREVIO DE MODELADO BAJO APROXIMACIÓN TRADICIONAL EN SISTEMAS EGR

Existen métodos tradicionales muy usados en el cálculo analítico de intercambiadores de calor. El método de la efectividad (ϵ -NTU) permite determinar las temperaturas de salida de los flujos en un intercambiador a partir del número

adimensional C^* o cociente de capacidades caloríficas y el número NTU (Número de Unidades de Transferencia) suponiendo un valor de temperatura medio por fluido.

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{Ec. 1}) \qquad C = \dot{m} c_p \quad (\text{Ec. 2}) \qquad NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{Ec. 3})$$

En estas expresiones, C_{\min} y C_{\max} representan el valor máximo y el valor mínimo de la capacidad calorífica de los fluidos. A partir de todos estos valores, existen ecuaciones tabuladas para el cálculo de la eficiencia del intercambiador según su tipo. Esta eficiencia (ε) puede definirse también como el cociente entre el calor real transferido en el intercambiador y el calor máximo ideal.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (\text{Ec. 4}) \qquad q_{\max} = C_{\min} (T_{\text{caliente,entrada}} - T_{\text{frío,entrada}}) \quad (\text{Ec. 5})$$

Calculada la eficiencia del aparato pueden obtenerse las temperaturas de salida de los flujos. Este método también permite hacer el cálculo a la inversa dimensionando el intercambiador a partir de las temperaturas de entrada y salida de los flujos.

Otro método de cálculo es el método de la diferencia de la temperatura media logarítmica (LMTD), muy usado en el análisis de intercambiadores de calor carcasa y tubos [10]. Este método se usa como aproximación cuando son conocidas las temperaturas tanto de entrada como de salida de los fluidos en el intercambiador para calcular los coeficientes de intercambio. En él se utiliza la temperatura media logarítmica, que es la manera apropiada de usar las temperaturas variables de los fluidos en el análisis de un intercambiador de calor.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Ec. 6}) \qquad q = UA \Delta T_{ml} \quad (\text{Ec. 7})$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (\text{Ec. 8})$$

ΔT_1 y ΔT_2 son respectivamente las diferencias de temperatura entre los fluidos a la entrada y salida del intercambiador, siendo su cálculo diferente según la disposición de los flujos en el mismo.

En intercambiadores de calor diferentes a disposiciones en flujo paralelo o de contraflujo se usa un factor de corrección (F) tabulado según la geometría del propio intercambiador. Este factor permite el cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} en estos casos concretos ($\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml, \text{contraflujo}}$) y su valor puede variar de 0 a 1.

Para llevar a cabo el modelado de intercambiadores de calor del presente proyecto no se ha dispuesto de un banco de pruebas con el que determinar unas correlaciones experimentales. Estas correlaciones, haciendo uso de los números adimensionales de Nusselt (Nu), Reynolds (Re) y Prandtl (Pr), asocian la transferencia de calor por convección, la geometría y las características del flujo respectivamente. Al no disponer de unas correlaciones específicas para el modelado, se ha decidido realizar una revisión bibliográfica exhaustiva de las existentes en la literatura obtenidas por otros autores tanto para intercambiadores de calor de carcasa y tubos, como para intercambiadores de calor de bancos de tubos. El objetivo de esta revisión es la elección de unas correlaciones que se ajusten al máximo a la situación que se desea modelar, buscando la estimación más precisa posible. En el modelado de ambos tipos de intercambiadores se ha tenido en cuenta el efecto del ensuciamiento, un factor que influye negativamente en la funcionalidad como se verá más adelante.

2.1 Sistemas EGR de carcasa y tubos con perturbadores tipo OFFSET (diseño Valeo Térmico)

Existen en la literatura diversas correlaciones para el cálculo del número adimensional de Nusselt en el análisis del intercambiador de calor de carcasa y tubos que podrían servir para el sistema EGR Greco1, modelado en el presente proyecto. Gnieliski [11], para conducto liso y tras haber calculado tanto el factor de fricción como los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, presentaba las siguientes correlaciones en función del rango de aplicación de Re y Pr.

Rango de aplicación: Régimen de transición/turbulento ($2,3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^4$). Gases y líquidos ($0,5 < Pr < 2.000$).

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad \text{máx. error} = 10\% \quad (\text{Ec. 9})$$

Rango de aplicación: Régimen turbulento ($10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$). Gases y algunos líquidos ($0,5 < Pr < 1,5$).

$$Nu = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (\text{Ec. 10})$$

Rango de aplicación: Régimen de transición/turbulento ($3 \cdot 10^3 < Re < 10^6$). Líquidos ($1,5 < Pr < 500$).

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (\text{Ec. 11})$$

Estas correlaciones, aunque son comúnmente usadas en libros de transferencia de calor, muestran una aproximación genérica y no representan el caso particular a analizar del intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 de carcasa y tubos aleteados (tipo OFFSET como se verá más adelante) que se desea modelar.

En el libro de J. E. Hesselgreaves [10] sobre la selección, diseño y operación de los intercambiadores de calor compactos en la industria, se hace referencia al tipo de correlaciones utilizadas en diferentes configuraciones geométricas, incluyendo el uso de superficies de tubos con aletas. Estas configuraciones de tubos con aletas o *perturbadores* han ido ganando terreno a los tubos corrugados en su uso para intercambiadores de calor de sistemas EGR. Al aumentar la turbulencia de los gases recirculados en el intercambiador, así como el área expuesta al intercambio, los tubos con aletas o *perturbadores* logran una mayor transferencia de calor. Algunas de estas configuraciones geométricas pueden verse en la imagen 6.

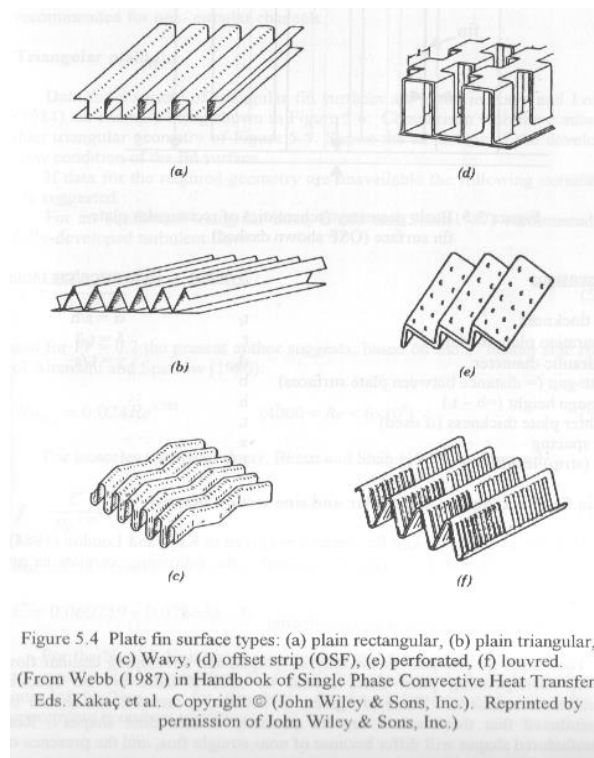


Imagen 6. Tipos de perturbadores usados en configuraciones geométricas. [10]

Actualmente en Valeo Térmico se usan tanto los *perturbadores* tipo (c) llamados *WAVY* como los (d) llamados *OFFSET STRIP*. La configuración *WAVY* es muy utilizada en aplicaciones donde es significativo el ensuciamiento, es por eso por lo que su uso se relaciona con los sistemas EGR de alta presión (HP), más propensos a ensuciarse frente a los EGR de baja presión (LP) donde se recoge el gas recirculado después del filtro de partículas. Por otro lado, la configuración *OFFSET STRIP* es muy

utilizada en aplicaciones en las cuales el ensuciamiento no es crítico y prima la compacidad del intercambiador en cuanto a eficiencia térmica. Este tipo de *perturbadores* generan una mayor turbulencia en el flujo por su disposición geométrica además de una pérdida de carga mayor frente a los WAVY. Según afirman desde Valeo Térmico, la configuración *OFFSET STRIP* es mayormente utilizada en sistemas EGR de baja presión (LP) por ser más limpios.

El sistema EGR Greco 1 de Valeo Térmico a modelar utiliza *perturbadores* tipo *OFFSET STRIP*. J. E. Hesselgreaves presenta en su libro tanto la caracterización de la geometría de esta clase de *perturbadores* que se muestra a continuación [10] así como las correlaciones específicas de Manglik y Bergles [12] para el cálculo del factor j de Colburn y el factor de fricción de Darcy en *perturbadores* *OFFSET STRIP*, correlaciones de las cuales se hace una revisión a continuación.

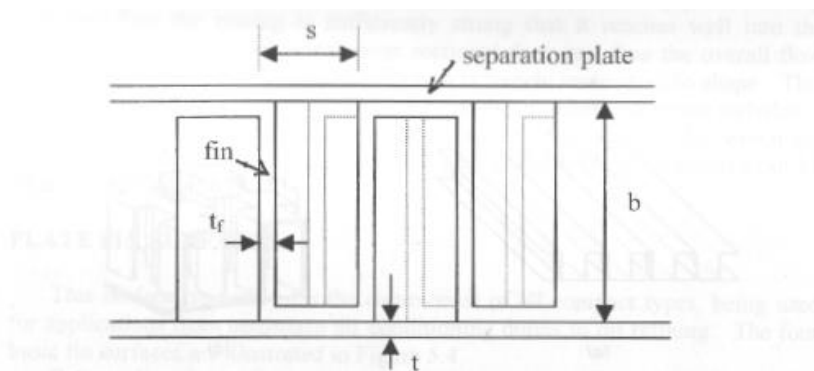


Figure 5.5 Basic geometry (schematic) of rectangular plate-fin surface (OSF shown dashed).

<u>Dimensions</u>	<u>Symbol</u>	<u>Dimensionless ratios</u>
Fin thickness	t_f	$\alpha = s/h$
Separation plate thickness	t	$\delta = t_f/l$
Hydraulic diameter	d_h	$\gamma = t_f/s$
Plate-gap (= distance between plate surfaces)	b	
Passage height (= $b - t_f$)	h	
Splitter plate thickness (if used)	t_s	
Fin spacing	s	
Fin (strip) length	l	

Imagen 7. Relaciones geométricas para la caracterización de perturbadores *OFFSET STRIP*. [10]

Raj M. Manglik y Arthur E. Bergles [12] realizan en su artículo una revisión en la literatura de las correlaciones investigadas para este tipo de tubos con aletas en intercambiadores de calor bajo un orden cronológico. Es en este contexto donde ambos investigadores, bajo un análisis, presentan un nuevo diseño de correlaciones a partir de las ya existentes. A continuación, se presentan en orden cronológico las correlaciones revisadas por ambos autores aplicadas a estos tubos con aletas.

1. Manson (1950) [13]

$$j = 0,6 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{0,5} Re^{0,5} ; f = 11,8 \left(\frac{l}{D_h}\right) Re^{0,67} \quad \text{Para } \left(\frac{l}{D_h}\right) \leq 3,5 ; Re \leq 3500 \quad (\text{Ecs. 12 y 13})$$

$$j = 0,321 Re^{0,5} ; f = 3,371 Re^{0,67} \quad \text{Para } \left(\frac{l}{D_h}\right) > 3,5 ; Re \leq 3500 \quad (\text{Ecs. 14 y 15})$$

$$j = 0,6 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{0,5} Re^{0,5} ; f = 0,38 \left(\frac{l}{D_h}\right) Re^{0,24} \quad \text{Para } \left(\frac{l}{D_h}\right) \leq 3,5 ; Re > 3500 \quad (\text{Ecs. 16 y 17})$$

$$j = 0,321 Re^{0,5} ; f = 0,1086 Re^{0,24} \quad \text{Para } \left(\frac{l}{D_h}\right) \leq 3,5 ; Re > 3500 \quad (\text{Ecs. 18 y 19})$$

2. Kays (1972) [14]

$$j = 0,665 Re_l^{-0,5} ; f = 0,44 \left(\frac{t}{l}\right) + 1,328 Re_l^{-0,5} \quad \text{Para flujo laminar} \quad (\text{Ecs. 20 y 21})$$

3. Wieting (1975) [15]

Re ≤ 1000:

$$j = 0,483 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,162} \alpha^{-0,184} Re^{-0,536} ; f = 7,661 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,384} \alpha^{-0,092} Re^{-0,712} \quad (\text{Ecs. 22 y 23})$$

Re ≥ 2000:

$$j = 0,242 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,322} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,089} Re^{-0,368} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$f = 1,136 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,781} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{-0,534} Re^{-0,198} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$\text{con } D_h = \frac{2sh}{s+h} \quad (\text{Ec. 26})$$

4. Joshi y Webb (1987) [16]

Re ≤ Re*:

$$j = 0,53 Re^{-0,5} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,15} \alpha^{-0,14} ; f = 8,12 Re^{-0,74} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,41} \alpha^{-0,02} \quad (\text{Ecs. 27 y 28})$$

Re ≥ Re* + 1000:

$$j = 0,21 Re^{-0,40} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,24} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,02} ; f = 1,12 Re^{-0,36} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,65} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,17} \quad (\text{Ecs. 29 y 30})$$

$$\text{con } D_h = \frac{2(s-t)h}{(s+h+\frac{th}{l})} ; Re^* = 257 \left(\frac{l}{s}\right)^{1,23} \left(\frac{t}{l}\right)^{0,58} D_h \left(t + 1,328 \left(\frac{Re}{lD_h}\right)^{-0,5}\right)^{-1} \quad (\text{Ecs. 31 y 32})$$

5. Mochizuki et al. (1987) [17]

Re < 2000:

$$j = 1,37 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,25} \alpha^{-0,184} Re^{-0,67} \quad ; \quad f = 5,51 \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,32} \alpha^{-0,092} Re^{-0,67} \quad (\text{Ecs. 33 y 34})$$

Re ≥ 2000:

$$j = 1,17 \left(\frac{l}{D_h} + 3,75\right)^{-1} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,089} Re^{-0,36} \quad (\text{Ec. 35})$$

$$f = 0,83 \left(\frac{l}{D_h} + 0,33\right)^{-0,5} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{-0,534} Re^{-0,20} \quad (\text{Ec. 36})$$

$$\text{con } D_h = \frac{2sh}{(s+h)} \quad (\text{Ec. 37})$$

6. Dubrovsky y Vasiliev (1988) [18]

Re ≤ Re_{lim} :

$$Nu = 0,000437 \left(\frac{t}{D_h}\right)^{-2,6} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,15} Re^x \quad ; \quad x = 2,2 \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,55} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,02} \quad (\text{Ecs. 38 y 39})$$

Re ≥ Re_{lim} :

$$Nu = 0,00723 \left(\frac{t}{D_h}\right)^{-1,6} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,9} Re^x \quad ; \quad x = 1,2 \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,34} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,15} \quad (\text{Ecs. 40 y 41})$$

$$\text{con } Re_{lim} = 3960 \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,25} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{0,42} \quad (\text{Ec. 42})$$

Manglik y Bergles ponen de manifiesto la carencia de unas correlaciones que consideren la región de transición del flujo en sus rangos de cálculo. Los dos autores explican en su artículo [12] que en algunos casos las correlaciones existentes en la literatura ignoran esta región de transición en un rango de Reynolds bastante amplio o llegan incluso a ignorarla por completo en otros, haciendo de la transición entre el flujo laminar y turbulento un cambio totalmente abrupto. Los autores hablan en su artículo concretamente tanto de los rangos de aplicación de las correlaciones de Kays y London, Wieting, Joshi y Webb o Mochizuki et al. para el cálculo del factor de fricción f y el factor j de Colburn, así como de cómo éstas ignoran la región de transición del flujo [12].

En este artículo se expresa además que de alguna forma muchas de las ecuaciones presentadas por otros investigadores son expresiones de Wieting

reelaboradas, que de nuevo no llegan a tener una validez general [12]. Manglik y Bergles exponen por un lado el caso de las correlaciones de Mochizuki et al., correlaciones adaptadas a partir del trabajo de Wieting con coeficientes y exponentes modificados que no tienen en cuenta el régimen transitorio del flujo, y por otro lado muestran el caso de las correlaciones de Dubrovsky y Vasiliev, que al igual que como ocurre con las correlaciones de Mochizuki et al., éstas no tienen en cuenta el régimen de transición del flujo.

Como solución a este tipo de problemas, Manglik y Bergles presentan un nuevo diseño de correlaciones para el cálculo del factor de fricción de Darcy (f) y el factor j de Colburn, correlaciones que se muestran a continuación junto con la relación que estas presentan frente al número adimensional de Nusselt, y que aparecían en el libro de Hesselgreaves como se ha dicho anteriormente [10].

Factor de fricción (f):

$$f = 9,6243Re^{-0,7422}\alpha^{-0,1856}\delta^{0,3053}\gamma^{-0,2659}(1 + 7,669 \cdot 10^{-8}Re^{4,429}\alpha^{0,92}\delta^{3,767}\gamma^{0,236})^{0,1} \text{ (Ec. 43)}$$

Factor de Colburn (j):

$$j = 0,6522Re^{-0,5403}\alpha^{-0,1541}\delta^{0,1409}\gamma^{-0,0678}(1 + 5,269 \cdot 10^{-5}Re^{1,34}\alpha^{0,504}\delta^{0,456}\gamma^{-1,055})^{0,1} \text{ (Ec. 44)}$$

$$\text{donde } j = \frac{Nu}{Re Pr^{\frac{1}{3}}} \text{ (Ec. 45)}$$

Estas correlaciones no solo presentan una excelente aproximación a los datos obtenidos de anteriores investigaciones como se puede ver en las imágenes 8 y 9 del artículo [12], sino que además describen correctamente el comportamiento de los *perturbadores OFFSET STRIP* en cuanto a pérdida de carga y transferencia de calor para cualquier tipo de flujo; ya sea laminar, de transición o turbulento. Sin embargo, los autores advierten de que la aplicación de estas correlaciones es válida únicamente para un rango moderado de valores de Prandtl (desde 0,5 hasta 15) y añaden además que es necesario incluir más datos para dar una veracidad más extensa a este estudio, especialmente para líquidos.

La comparativa entre los valores experimentales de los parámetros f y j para las geometrías estudiadas con valores numéricos de $Pr = 0,7$ y $120 \leq Re \leq 10000$ que aparecen en el artículo [12] y los valores predichos para esos mismos parámetros f y j por las ecuaciones de nuevo diseño de Manglik y Bergles se muestra en las imágenes 8 y 9. En ellas, según dice el artículo, se puede apreciar una dispersión entre los valores de los parámetros f y j respectivamente de un +/- 20% que está ligada a las

variaciones del proceso de fabricación de los *perturbadores* tipo *OFFSET STRIP*, habiendo una dispersión algo mayor en los valores del factor de fricción f [12].

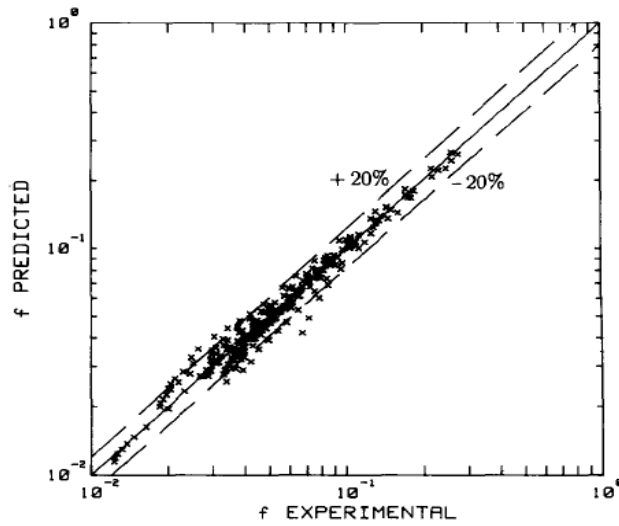


Imagen 8. Comparativa f experimental frente a f predicha por Raj M. Manglik y Arthur E. Bergles. [12]

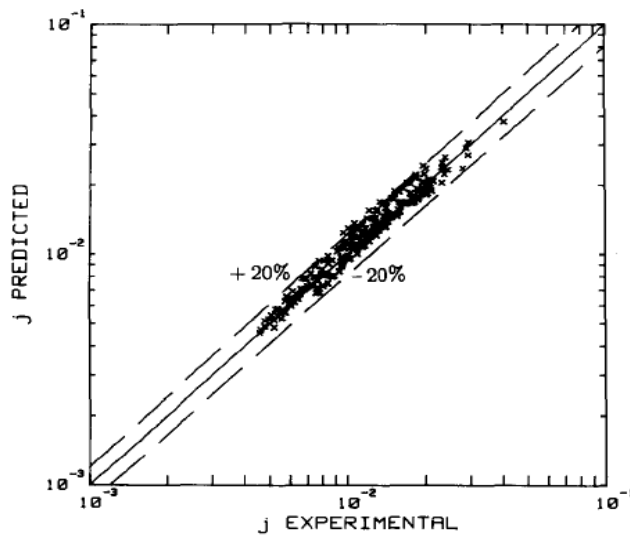


Imagen 9. Comparativa j experimental frente a j predicha por Raj M. Manglik y Arthur E. Bergles. [12]

En Valeo Térmico se han comparado los resultados obtenidos por algunas de las diferentes correlaciones vistas con anterioridad frente a datos experimentales. En la Imagen 10 puede verse esta aproximación frente a los datos obtenidos en los bancos de pruebas de Valeo para un sistema EGR Greco 1 de longitud de tubos 180 mm. En este sentido, las correlaciones de Joshi y Webb, según Valeo, son las que presentan una mejor aproximación frente al resto para el modelado de este tipo de intercambiadores de calor para sistemas EGR.

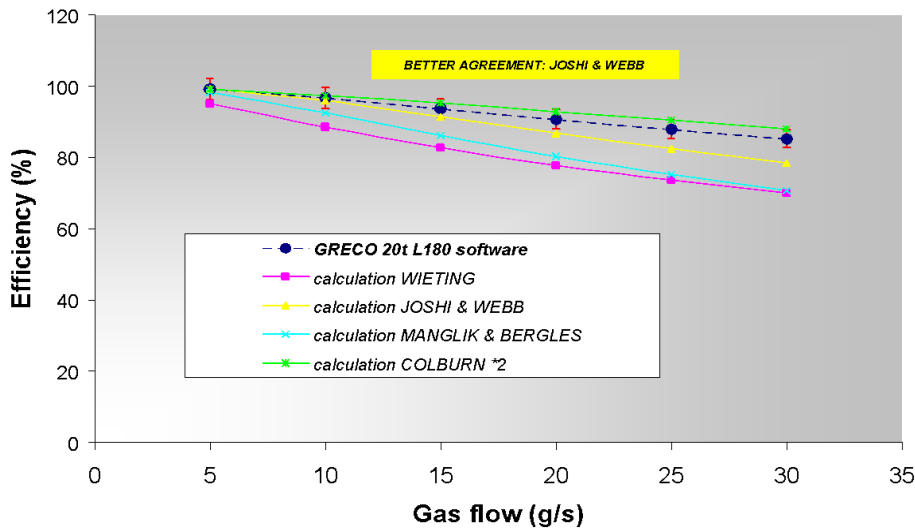


Imagen 10. Representación gráfica sobre la aproximación de algunas correlaciones recopiladas en el artículo de Raj. Manglik y Arthur E. Bergles [9] frente a datos experimentales de Valeo Térmico.

Por tanto, en base a todos los datos presentados en este apartado, las correlaciones tomadas en el presente proyecto para el modelado de un sistema EGR de carcasa y tubos (sistema EGR Greco 1 de 20 tubos de 220 mm de longitud) serán las de Joshi y Webb por su mejor aproximación a valores experimentales. Siguiendo los datos presentados en la imagen 10 por el departamento I+D de Valeo Térmico, podemos suponer por tanto que en el caso del modelado del presente proyecto estas correlaciones se ajustarán al resultado final de una forma más precisa frente a todas las demás con un error de aproximación máximo entre el 5 y el 10%.

2.2 Intercambiadores de calor de banco de tubos (diseño propio)

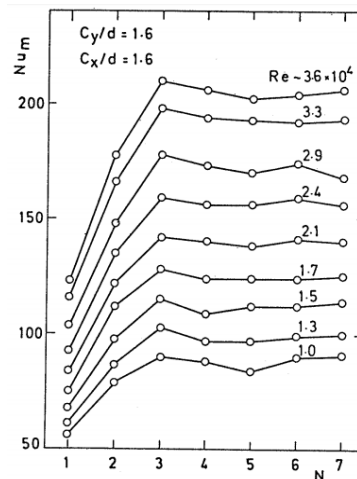
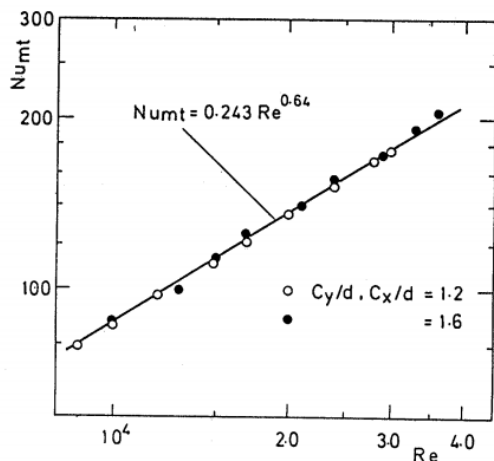
Los bancos de tubos tienen múltiples aplicaciones en la industria ya sea en condensadores, evaporadores o refrigeradores. Existen en la literatura autores como Colburn [19], Grimison [20], Kays y London [21], Hoge [22], Pierson [23] o Zukauskas [24] entre otros que presentaron datos experimentales sobre el número adimensional de la transferencia de calor o el factor de fricción. Algunos de estos autores presentaron correlaciones para el modelado de bancos de tubos con algunas limitaciones (ya fuera en el rango de aplicación de Re y Pr o en el número de filas de tubos a usar en el intercambiador y las distancias existentes entre ellas), correlaciones que se muestran un poco más adelante.

Aunque estas correlaciones son muy utilizadas en muchos libros o artículos sobre transferencia de calor por la validez de los resultados obtenidos por sus autores, en el presente proyecto se ha decidido llevar a cabo una revisión exhaustiva de artículos existentes en la literatura relacionados con el tema a tratar al igual que se ha hecho en el apartado anterior para intercambiadores de calor de carcasa y tubos con

perturbadores. En este punto, se han buscado correlaciones para el modelado tanto de banco de tubos lisos como correlaciones que caractericen posibles alternativas de banco de tubos con aletas frente al estándar de Valeo Térmico, seleccionado al final de la revisión las más adecuadas para ambos casos.

2.2.1 Intercambiadores de calor de banco de tubos lisos

En relación con este tema, autores como Aiba et al. en su estudio sobre la transferencia de calor en bancos de tubos escalonados [25] realizaron un estudio en dos disposiciones de banco de 7 filas de tubos escalonados de flujo cruzado usando aire ($S_{Tx}S_L=1,2 \times 1,2$ y $S_{Tx}S_L=1,6 \times 1,6$). En este análisis se obtuvo una correlación de aproximación para el cálculo del número de Nusselt según los valores obtenidos en los estudios, desechando los valores de las dos primeras filas de tubos. Estas filas presentaban unos valores del número de Nusselt desviados frente a la media.



Imágenes 11 y 12. Representación gráfica de los valores obtenidos en los cálculos de los números adimensionales de Nusselt en ambas disposiciones de tubos (imagen izquierda) y correlación. Variación del número adimensional de Nusselt frente al número de columna de tubos del banco. [25]

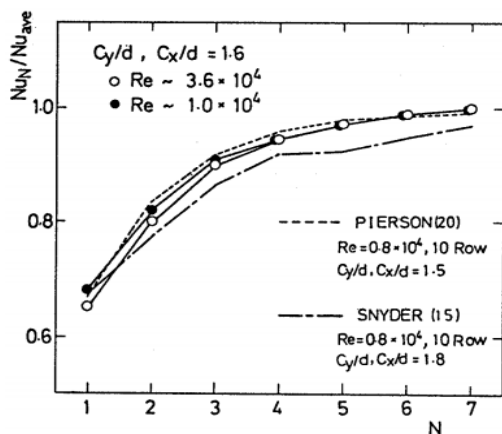


Imagen 13. Representación gráfica de valores de Nu obtenidos en el artículo frente a datos de la literatura. [25]

En la imagen 13 puede verse como los valores obtenidos por los autores del artículo, que pueden aproximarse por la correlación indicada sobre la recta de la imagen 11, presentan una aproximación muy buena frente a los obtenidos por Pierson en su estudio para valores de pasos longitudinales y transversales similares y números de Reynolds algo inferiores. Por otro lado, no ocurre lo mismo frente a los valores obtenidos por Snyder, ya que sus valores se muestran inferiores frente a los de los estudios de Aiba, Tsuchida y Ota [25].

Otros artículos como el de Zhang y Chen [26] o algunos más actuales como el de Kim [27] sobre el modelado de este tipo de intercambiadores de calor basados en bancos de tubos en línea coinciden, haciendo un análisis de las correlaciones existentes en la literatura, en que existe una desviación en la aproximación de la correlación dada por Zukauskas para el cálculo del número de Nusselt para bancos de tubos frente a valores experimentales dependiente del paso longitudinal adimensional (S_L/D).

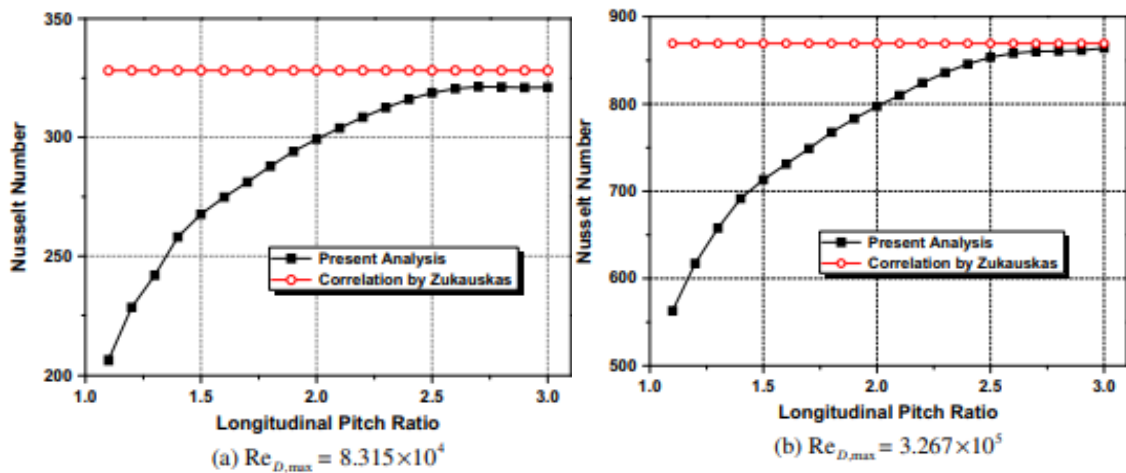


Imagen 14. Representación gráfica de la desviación de los valores del número adimensional de Nusselt obtenidos mediante la correlación de Zukauskas frente a los valores del análisis de Kim para diferentes números de Reynolds [27]

En el artículo de Wilson sobre el modelado de la transferencia de calor para flujos a través de bancos de tubos [28] se expone que en bancos de tubos en línea es recomendable usar $S_L/D \leq 3$ para obtener la mejor configuración y lograr un banco de tubos más compacto. Por otro lado, Wilson asegura también que, en bancos de tubos escalonados es necesario usar un valor de $S_L/D \leq 1,5$ para reducir el factor de fricción y lograr un valor del número de Nusselt (Nu_D) óptimo para este tipo de configuración.

Yongqing Wang, Xin Gu, Zunlong Jin y Ke Wang, en su artículo sobre intercambiadores de calor con banco de tubos de flujo cruzado [29] hacen referencia al artículo de Zhang y Chen y al de Kim [26, 27], anotando que la desviación de la aproximación de Zukauskas frente a los valores de análisis para el cálculo del número de Nusselt crece a medida que los bancos de tubos se hacen más compactos y el paso longitudinal adimensional (S_L/D) decrece de un valor de 2,7. Los cuatro autores en su artículo realizaron un modelado de un banco de 100 tubos escalonados (10x10) haciendo uso de las correlaciones de Hausen [30] y Zukauskas [24] para el cálculo del número adimensional de Nusselt y comparando posteriormente los resultados obtenidos con cada una de ellas frente a datos numéricos obtenidos mediante el programa utilizado para el análisis.

Impacting angle		30°	45°	60°	75°	90°
Heat transfer	Nu_n	127.95	167.48	192.87	211.68	225.91
	Nu_z	179.68	203.82	238.68	257.46	268.18
	Error	28.89%	17.83%	19.19%	17.78%	15.76%
	Nu_H	158.33	179.59	210.31	226.85	236.31
	Error	19.18%	6.75%	8.29%	6.69%	4.40%
Pressure drop	Δp_n , Pa	383.23	609.00	899.82	1115.37	1185.06
	Δp_z , Pa	595.10	899.90	1190.19	1364.37	1451.45
	Error	35.60%	32.33%	24.4%	18.25%	18.35%

Imagen 15. Comparativa de valores de cálculo de Nu del artículo [29] frente a valores de Nu de las correlaciones de Zukauskas y Hausen.

En la imagen 15 extraída del artículo [29] puede verse como los resultados obtenidos por Yongqing Wang, Xin Gu, Zunlong Jin y Ke Wan se adaptan mejor a la correlación de Hausen (Nu_H) que a la correlación de Zukauskas (Nu_z), presentando esta última un error de aproximación bastante mayor en el cálculo del número adimensional de Nusselt.

En el artículo de W.A. Khan, J.R. Culham y M.M. Yovanovich sobre el planteamiento analítico en la transferencia de calor por convección para bancos de tubos a contraflujo [31], se exponen estudios sobre la determinación de unas correlaciones para el cálculo del número de Nusselt en un amplio rango de aplicación para el modelado de este tipo de intercambiadores de calor a partir de una revisión de correlaciones existentes en la literatura.

Correlaciones para el cálculo del número de Nusselt en la literatura [31]

$$Nu_D = 0,33Re_D^{0,6}Pr^{\frac{1}{3}}$$

(Ec. 46) Colburn tubos al tresbolillo (≥ 10 filas de tubos, $10 < Re_D < 40.000$)

$$Nu_D = CRe_D^n$$

(Ec. 47) Grimison C y n para ambas disposiciones de tubos (solo para aire, ≥ 10 filas de tubos)

$$Nu_{D|N_L < 10} = C_2 Nu_{D|N_L \geq 10} Re_D^n$$

(Ec. 48) Kays y London C_2 para ambas disposiciones de tubos (solo para aire, < 10 filas de tubos usando la correlación de Grimison)

$$Nu_D = 0,32F_a Re_D^{0,61} Pr^{0,31}$$

(Ec. 49) Segunda correlación de **Grimison** con factor F_a y sujeta a S_L y S_T

$$Nu_D = 0,34F_a Re_D^{0,61} Pr^{0,31}$$

(Ec. 50) Hausen para tubos en línea

$$Nu_D = 0,35F_a Re_D^{0,57} Pr^{0,31}$$

(Ec. 51) Hausen para tubos al tresbolillo

$$Nu_D = FCRE_D^n Pr^m$$

(Ec. 52) Zukauskas (≥ 16 filas de tubos)

$$Nu_D = \frac{hD}{k_f} = C_1 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

(Ec. 53) Khan, Culham y Yovanovich C_1 definido para tubos en línea y al tresbolillo con $1,05 \leq \frac{S_L}{D} \leq 3$ y $1,05 \leq \frac{S_T}{D} \leq 3$

Khan, Culham y Yovanovich definieron el número de Nusselt como una función tanto de los números adimensionales de Reynolds y Prandtl, así como de los pasos adimensionales longitudinal y transversal (S_L/D , S_T/D) para poder llegar a la correlación presentada en su artículo para bancos de tubos. Para llevar a cabo el estudio, los autores del artículo definieron un área sobre la que se aplicaron unas condiciones de contorno las cuales pueden verse en las imágenes 16 y 17.

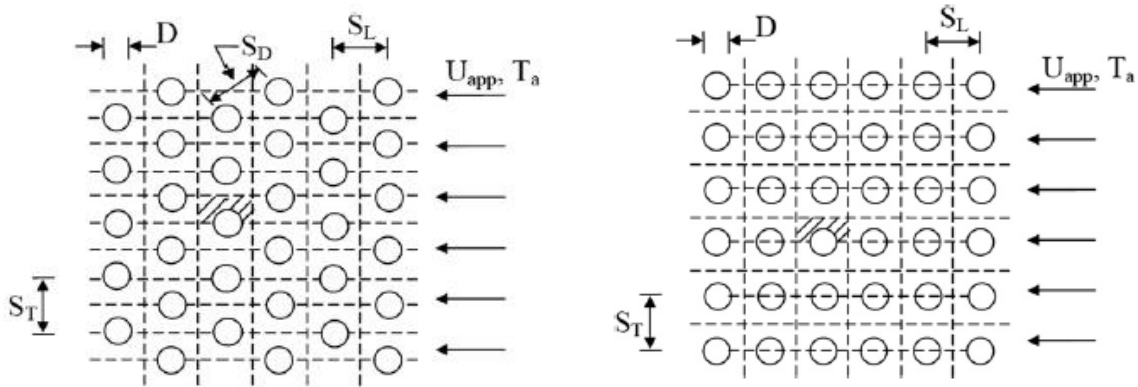


Imagen 16. Área de estudio tanto para tubos escalonados como para tubos en línea. [31]

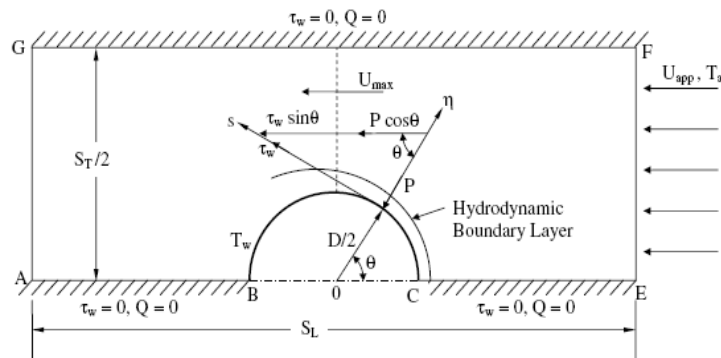


Imagen 17. Condiciones de contorno definidas en el área de estudio. [31]

En la última imagen puede verse que la transferencia de calor entre el tubo y el flujo (Q) es nula en las delimitaciones de la zona acotada salvo en el propio tubo. Además, en este análisis se tomó la temperatura ambiente como la temperatura del flujo (T_a) y la velocidad aproximada del mismo que atravesaba los tubos (U_{app}) como si fuera un valor constante, sabiendo que no era uniforme a lo largo de ninguna de las dos configuraciones de bancos de tubos analizadas. Como consecuencia de esto, los autores del estudio advirtieron en él que los coeficientes de transferencia de calor locales eran algo mayores que los datos experimentales, señalando la existencia de estudios específicos para la selección de perfiles de velocidad adecuados a la configuración a analizar dependientes de factores como el número de Reynolds o los propios pasos longitudinal y transversal de la configuración (S_L , S_T) [32].

Las condiciones de contorno usadas en el análisis, así como las ecuaciones utilizadas para el desarrollo de las correlaciones aparecen de una forma más extensa en el artículo de Khan, Culham y Yovanovich [31]. En él se puede observar también una comparativa gráfica del número de Nusselt calculado por los autores del artículo frente a los datos experimentales de otros autores para los casos límite que Zukauskas y Ulinskas [32] consideraron como banco de tubos compacto ($S_L/D \times S_T/D \leq 1,25 \times 1,25$) y banco de tubos separados ($S_L/D \times S_T/D \geq 2 \times 2$).

$$Nu_D = \frac{hD}{k_f} = C_1 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{para } 1,05 \leq SL/D \leq 3 \text{ y } 1,05 \leq ST/D \leq 3 \quad (\text{Ec. 54})$$

$$C_1 = \begin{cases} [0,25 + \exp(-0,55(\frac{S_L}{D}))(\frac{S_T}{D})^{0,285}(\frac{S_L}{D})^{0,212}] & \text{para tubos en línea} \\ \frac{0,61(\frac{S_T}{D})^{0,091}(\frac{S_L}{D})^{0,053}}{[1 - 2\exp(-1,09(\frac{S_L}{D}))]} & \text{para tubos al tresbolillo} \end{cases} \quad (\text{Ecs. 55 y 56})$$

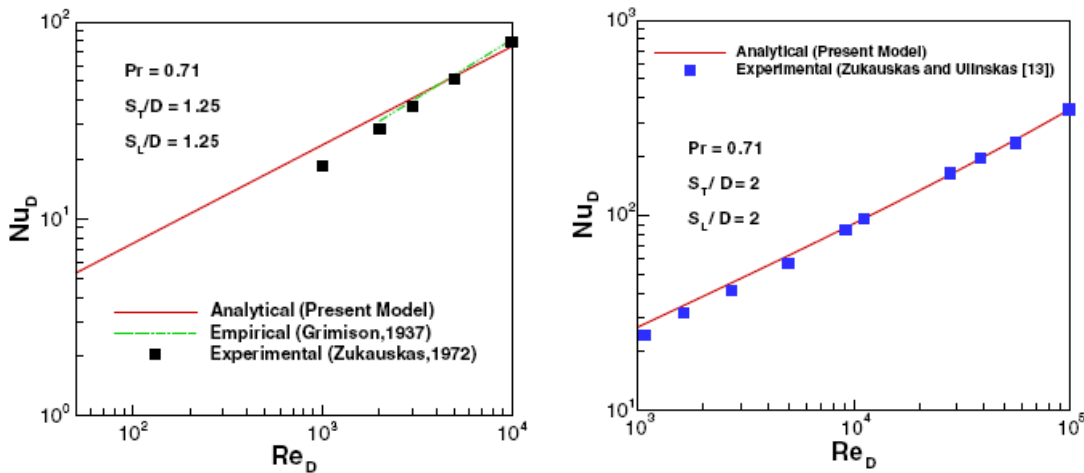


Imagen 18. Comparación de resultados obtenidos en el artículo de W.A. Khan, J.R. Culham y M.M. Yovanovich para banco de tubos compacto en línea (izquierda) y banco de tubos separados escalonados (derecha) frente a datos experimentales/empíricos. [31]

En la imagen 18 extraída del artículo puede verse por un lado que para una disposición de tubos compactos en línea ($S_L/D \times S_T/D \leq 1,25 \times 1,25$) los datos analíticos tuvieron una ligera peor aproximación a los datos experimentales. El motivo de esta diferencia entre los valores experimentales y analíticos, según dicen los autores en el artículo, es la evaluación de las correlaciones en otras condiciones de velocidad de flujo. Sin embargo, y para una disposición de tubos separados escalonados ($S_L/D \times S_T/D \geq 2 \times 2$), los datos obtenidos por Khan, Culham y Yovanovich presentaron una buena aproximación frente a los datos experimentales recopilados [31].

Los autores del artículo concluyen su trabajo expresando que la aproximación mostrada en sus estudios es válida para un amplio rango de aplicación y que además es apta para el diseño de bancos de tubos. Además, añaden que los bancos de tubos

compactos, y especialmente los escalonados más que los bancos de tubos en línea presentan mayor transferencia de calor frente a los bancos de tubos separados, siendo los coeficientes de esta transferencia de calor dependientes tanto de los números adimensionales de Reynolds y Nusselt como de los pasos adimensionales longitudinal (S_L/D) y transversal (S_T/D).

2.2.2 Intercambiadores de calor de banco de tubos con aletas

Con el fin de lograr un análisis más completo sobre lo que se desea modelar en este proyecto, se ha hecho además una revisión sobre estudios relacionados con diferentes tipos de bancos de tubos con aletas. Aunque no todas las alternativas interesantes vistas aquí han sido de aplicación al proyecto, algunas de ellas han servido para centrar la idea del modelado llevado a cabo como se verá más adelante.

Como se ha comentado, existen artículos específicos en la literatura sobre intercambiadores de calor con bancos de tubos que hacen mención a tubos con aletas dentadas. Este tipo de bancos de tubos ofrecen una mayor área de intercambio y por lo tanto un mayor rendimiento térmico, presentando una alternativa a priori interesante para el modelado del presente proyecto. Autores como Sparrow y Myrum [33], Zhuo et al. [34], Chen et al. [35] o Kawaguchi et al. [36, 37] centraron algunos de sus estudios en hacer comparativas entre algunos tipos de estos bancos de tubos con aletas, usando en sus experimentos aletas sólidas y aletas dentadas. Como resultado, en la gran mayoría de estos artículos las aletas dentadas presentaron un incremento en la transferencia de calor del 10 al 25% frente a las aletas sólidas, consolidándose como una alternativa más relevante.

Artículos más recientes como el de Erling Nass [38] muestran un análisis de datos obtenidos experimentalmente en busca de una correlación de transferencia de calor general para este tipo específico de intercambiadores de calor. Erling muestra en su artículo su investigación sobre bancos de tubos al tresbolillo con aletas dentadas. Su análisis considera un banco de 32 tubos de 4 filas transversales y 8 filas longitudinales. Variando condiciones geométricas como diámetros, pasos longitudinal y transversal de tubo o espaciado entre aletas, Nass toma 10 casos distintos para determinar dos correlaciones que se presentan a continuación según sea el cociente de (S_T/S_D) mayor o menor que 1.

$$Nu = 0,107Re^{0,65}Pr^{0,33}\left(\frac{p_t}{d_e}\right)^{0,35}\left(\frac{l_e}{d_e}\right)^{-0,13}\left(\frac{l_e}{s_f}\right)^{-0,14}\left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0,2} \quad \frac{S_t}{S_d} < 1 \quad (\text{Ec. 57})$$

$$Nu = 0,141Re^{0,65}Pr^{0,33}\left(0,43 + 9,75exp^{-3,23\frac{S_t}{S_d}}\right)\left(\frac{l_e}{d_e}\right)^{-0,13}\left(\frac{l_e}{s_f}\right)^{-0,14}\left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0,2} \quad \frac{S_t}{S_d} > 1 \quad (\text{Ec. 58})$$

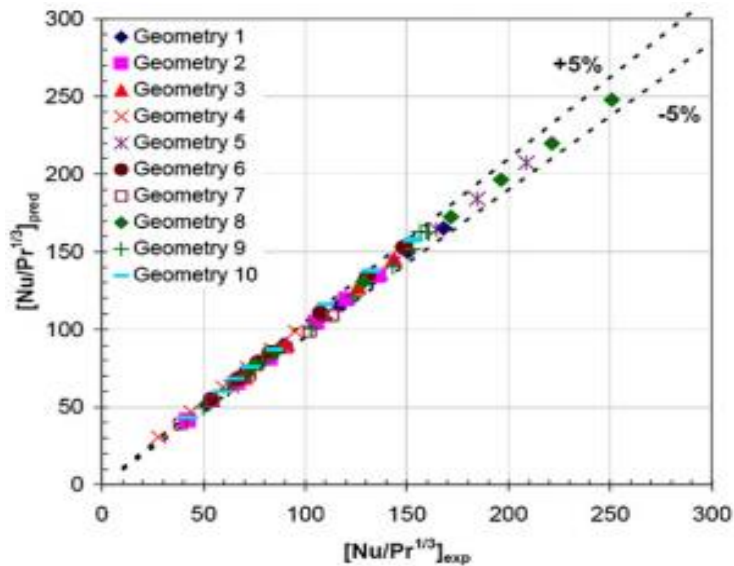


Imagen 19. Comparativa entre valores experimentales y calculados por la correlación del artículo [38].

Estas correlaciones, frente a valores experimentales, muestran una aproximación del 95% con una dispersión de +/- 5% frente a la media tal y como se ve en la imagen 19. El artículo no menciona rangos de aplicación específicos para ellas, aunque los resultados son testeados entre rangos de Reynolds de 1.000 a 60.000. Sin embargo, Nass menciona en las conclusiones de su artículo la necesidad de presentar datos adicionales que tengan en cuenta una gama más amplia de parámetros geométricos para así establecer unas correlaciones que, de manera predictiva, presenten un rango de aplicación generalizado y definido.

En el artículo de Ma, Yuan, Liu, Hu y Huang [39] se muestran, al igual que en el de Erling Nass, diferentes experimentos sobre diferentes configuraciones de bancos de tubos al tresbolillo con aletas dentadas.

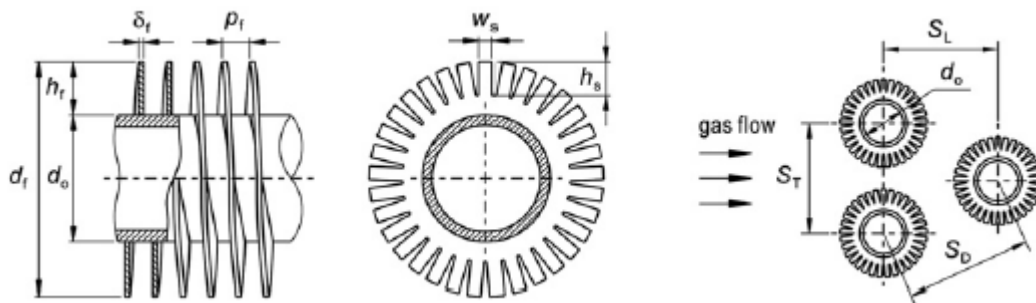


Imagen 20. Configuración de tubos con aletas analizada por Ma, Yuan, Liu, Hu y Huang. [39]

Ma, Yuan, Liu, Hu y Huang presentan una correlación a partir de los datos experimentales obtenidos de 12 configuraciones analizadas de bancos de tubos con aletas dentadas. Esta correlación se presenta un poco más abajo y a diferencia de las aproximaciones típicas existentes para este tipo de cálculos, posee un factor de

corrección que tiene en cuenta el efecto de disminución en la transferencia de calor a medida que aumenta el número de Reynolds. Además, para tener en cuenta las influencias de las propiedades físicas del gas en el banco de tubos, utiliza como exponente un valor de 0,33 en el número adimensional de Prandtl.

$$Nu = 0,117Re^{0,717}Pr^{0,33}\left(0,6 + 0,4exp^{-\frac{250\frac{h_f}{s_f}}{Re}}\right)\left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0,06} \quad (\text{Ec. 59})$$

Los rangos de aplicación validados para la correlación de Ma, Yuan, Liu, Hu y Huang son: $4.000 < Re < 30.000$, $5 < h_f/s_f < 5,5$ y $0,75 < S_T/S_L < 1,3$; donde h_f/s_f es la relación de altura de espaciado entre aletas y s_f es la diferencia entre p_f y δ_f , parámetros que aparecen junto con h_f definidos en el pequeño plano de la Imagen 20.

Los valores obtenidos para el cálculo del número de Nusselt mediante esta correlación para cada banco de tubos analizado en el artículo presentan un porcentaje máximo de error del 10% frente a valores experimentales tal y como se puede ver en la imagen 21.

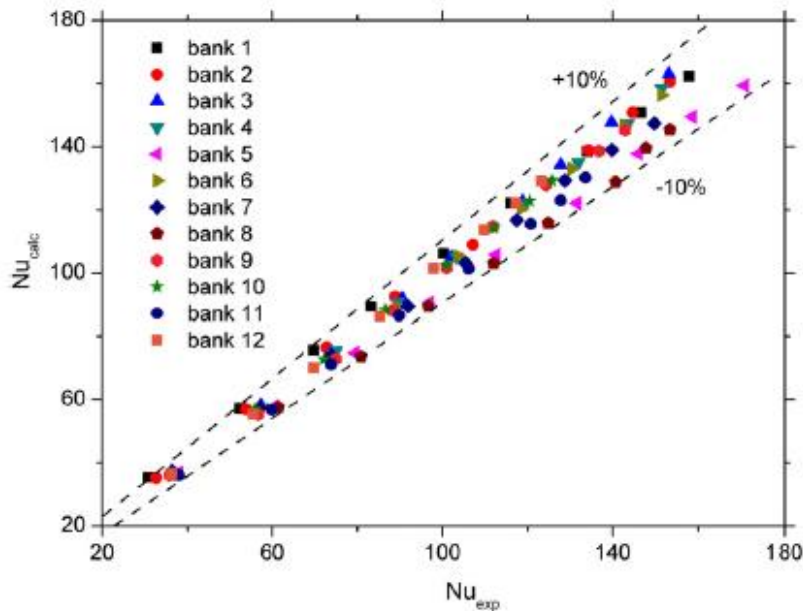


Imagen 21. Comparativa entre valores experimentales y calculados por la correlación del artículo [39].

Sin embargo, y aunque este tipo de tubos aleteados presentan una alternativa muy tentadora a modelar para el intercambiador de calor del sistema EGR con banco de tubos, no se contempla su uso en el presente proyecto al ser una tecnología de aplicación en instalaciones industriales. El tamaño comercial mínimo de este tipo de tubos con aletas dentadas es excesivo frente al reducido tamaño que presentan los intercambiadores de calor de los sistemas EGR, haciendo la fabricación en un menor tamaño de este tipo de tubos con aletas de un coste probablemente mayor.

Frente a estos tubos con aletas dentadas, se ha valorado la posibilidad de usar láminas como aletas transversales a los tubos del banco. Siguiendo esta línea de estudio, se han consultado diversas correlaciones sobre el diseño y cálculo de intercambiadores de calor de estas características. Esta alternativa se presenta interesante en todos los aspectos, incluido el de la posible industrialización en Valeo Térmico del aparato propuesto al completo, en el cual se va a modelar la circulación del refrigerante por el interior de los tubos y la de los gases por el exterior de estos.

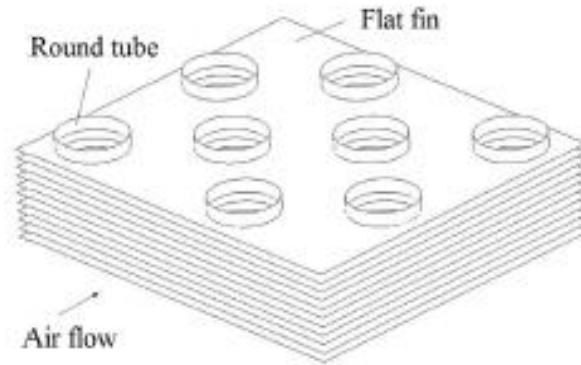


Imagen 22. Intercambiador de calor. Batería de aire con aletas continuas [40].

Kong et al. muestran en su artículo [40] en relación con este tema estudios experimentales sobre bancos de tubos con aletas rectangulares continuas y ranuradas. En el artículo en cuestión se especifican correlaciones para el cálculo del número de Nusselt en bancos de tubos con aletas rectangulares continuas con errores inferiores al 10% bajo determinados rangos de aplicación de Reynolds y pasos adimensionales longitudinal y transversal de los tubos del banco.

$$Nu = 2,6653 Re^{0,3175} \left(\frac{S_T}{D}\right)^{-0,8732} \left(\frac{S_L}{D}\right)^{-0,5618} \quad (\text{Ec. 60}) \quad 800 < Re < 13.000 \quad 1 < \frac{S_T}{D} < 1,8 \quad 1 < \frac{S_L}{D} < 1,8$$

Wang et al. [41] muestran también en su artículo correlaciones para el cálculo del factor de fricción y la transferencia de calor en este tipo de aparatos. Sin embargo, no se han tenido en cuenta estas correlaciones en el modelado por no mostrar la influencia de los pasos adimensionales longitudinal y transversal (S_L/D y S_T/D) de los tubos del banco, siendo además el rango de aplicación de Reynolds de la correlación menor frente a la presentada por Kong et al.

$$j = 0,394 Re^{-0,392} \left(\frac{t}{D}\right)^{-0,0449} N^{-0,0897} \left(\frac{F_D}{D}\right)^{-0,212} \quad (\text{Ec. 61}) \quad 800 < Re < 7.500$$

Por otro lado, en el libro sobre diseño y cálculo de intercambiadores monofásicos de J. M Marín y S. Guillén [42] se propone la utilización de las correlaciones de Webb [43] para la determinación del coeficiente de transferencia de

calor en exterior de un banco de tubos con aletas continuas. Marín y Guillén muestran en su libro cómo repartir la superficie de las aletas continuas entre los tubos del banco y cómo, a partir de esta superficie, calcular el diámetro equivalente de un área circular con el mismo valor.

$$\mathbf{Re > 2300} \quad Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right)K \quad (\mathbf{Ec. 62})$$

$$\mathbf{Re < 2300} \quad Nu = 3,66 + \frac{0,104Gz}{1+0,016Gz^{2/3}} ; Nu = 3,66 + \frac{0,0668Gz}{1+0,04Gz^{2/3}} \quad (\mathbf{Ec. 63})$$

$$Re = \frac{D V_{max}}{\nu} \quad (\mathbf{Ec. 64})$$

Correlaciones convección interior en tubos aleteados para baterías de aire [42, 43].

En base a todo lo visto en la literatura sobre correlaciones para el cálculo del número de Nusselt en bancos de tubos, se puede decir que las correlaciones existentes definidas por autores como Colburn, Hausen o Zukauskas entre otros no tienen un rango de aplicación general exceptuando la presentada por Khan, Culham, y Yovanovich. Además, algunos artículos como el de Wilson o el de los propios W.A. Khan, J.R. Culham y M.M. Yovanovich hablan de los rangos óptimos de definición de los pasos adimensionales longitudinal y transversal (SL/D, ST/D) en el modelado, así como de la disposición adecuada para una mejor transferencia de calor.

Artículos específicos de transferencia de calor en bancos de tubos con aletas dentadas presentaron, a priori, una alternativa interesante a la hora de modelar. Sin embargo, en este análisis no se han tenido en cuenta por ser una tecnología de mayor aplicación en instalaciones industriales. Además, su tamaño comercial mínimo es excesivo frente al reducido tamaño que presentan los intercambiadores de calor de los sistemas EGR, un tema que supondría con mayor probabilidad un elevado coste. Por otro lado, sí han sido interesantes los artículos sobre bancos de tubos con aletas rectangulares continuas, una alternativa que ha sido muy eficiente a la hora de incrementar la transferencia de calor en el intercambiador logrando una mayor área de intercambio tal y como se recoge en los trabajos de Kong et al., Wang et al. y Webb.

Según todo lo visto en este punto de análisis de la literatura existente, el presente proyecto ha tomado para la fase de modelado una disposición de tubos escalonados buscando un valor de paso adimensional longitudinal y transversal entre 1,3 y 3, tratando de lograr la mejor eficiencia en los bancos más compactos.

Además, se ha usado en primer lugar la correlación simplificada de Khan, Culham y Yovanovich presentada en su artículo para el cálculo de número de Nusselt

tomando, para simplificar los cálculos, una velocidad uniforme de flujo en la obtención del número de Reynolds. Con este primer cálculo se ha visto la eficiencia lograda en el intercambiador de calor con un banco de tubos totalmente lisos usando un valor de 1,3 para los pasos longitudinal y transversal adimensionales tras realizar diversas pruebas con diferentes valores ($S_L/D = S_T/D = 1,3$).

En segundo lugar, y para realizar una comparativa más completa, se han usado tanto las correlaciones de Webb como Kong et al. para bancos de tubos con aletas rectangulares continuas. En este último caso de nuevo se ha tomado un paso longitudinal y transversal adimensional de 1,3 ($S_L/D = S_T/D = 1,3$) con el fin de lograr la mayor eficiencia posible del intercambiador propuesto.

Por último, con este segundo cálculo se ha visto la eficiencia del banco de tubos con aletas continuas a lo largo de toda la virola y se ha hecho una comparativa y posterior análisis de resultados frente a lo ya modelado. A continuación se presenta un resumen de las expresiones y correlaciones que se han utilizado en ambos casos, tanto para tubos lisos como para tubos aleteados.

$$1,3 < \frac{S_L}{D} < 3 \quad 1,3 < \frac{S_T}{D} < 3$$

Convección interna en banco de tubos (tubos lisos y tubos aleteados)

$$\text{Re} > 2300 \quad Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \left(1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right) K \quad (\text{Ec. 65})$$

$$\text{Re} < 2300 \quad Nu = 3,66 + \frac{0,104Gz}{1+0,016Gz^{2/3}} \quad (\text{Ec. 66}) ; \quad Nu = 3,66 + \frac{0,0668Gz}{1+0,04Gz^{2/3}} \quad (\text{Ec. 67})$$

$$Re = \frac{D V_{max}}{\nu} \quad (\text{Ec. 68})$$

Convección externa en banco de tubos lisos

$$Nu_D = C_1 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \quad (\text{Ec. 69})$$

$$C_1 = \frac{0,61 \left(\frac{S_T}{D}\right)^{0,091} \left(\frac{S_L}{D}\right)^{0,053}}{1-2 * e^{-1,09 \left(\frac{S_L}{D}\right)}} \quad (\text{Ec. 70})$$

$$Re = \frac{D V_{max}}{\nu} \quad (\text{Ec. 71})$$

Convección externa en tubos de batería de aire (tubos aleteados)

$$Nu = 2,6653 Re^{0,3175} \left(\frac{S_T}{D}\right)^{-0,8732} \left(\frac{S_L}{D}\right)^{-0,5618} \quad (\text{Ec. 72})$$

$$\text{para } 800 < Re < 13.000, \quad 1 < \frac{S_T}{D} < 1,8 \quad 1 < \frac{S_L}{D} < 1,8$$

3. MODELADO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE SISTEMAS EGR

El modelado de los intercambiadores de calor tanto de carcasa y tubos, así como de banco de tubos presentados en este proyecto se ha llevado a cabo con el software de resolución de ecuaciones EES. Estos modelados se han realizado tanto en limpio como en sucio, es decir, se ha visto cómo ha afectado el ensuciamiento en cada uno de ellos tomando un valor de dicha resistencia de $0,005 \text{ K m}^2/\text{W}$, un valor medio de ensuciamiento de acuerdo con la experiencia Valeo.

3.1 FASE 1: SISTEMA EGR CON INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS (DISEÑO VALEO TÉRMICO)

En este primer modelado del intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 se ha hecho uso de datos experimentales facilitados por el departamento I+D de Valeo Térmico. Con todos estos datos se han podido validar los resultados obtenidos analíticamente mediante el software EES. Para simplificar los cálculos se ha tomado aire como aproximación a los gases de escape del motor, mientras que, por el otro lado del intercambiador el refrigerante usado es etilenglicol al 65% de agua. El método de cálculo utilizado es el método de la efectividad o método NTU, mientras que la disposición tomada de los fluidos es de flujo cruzado.

Las condiciones de entrada de cada flujo tomadas en esta simulación de acuerdo con especificaciones dadas por Valeo en sus respectivos bancos de pruebas se muestran en la tabla 1.

LADO GAS		LADO AGUA	
\dot{m}	0,005-0,025 kg/s	Q	800 l/h
T_e	280 °C	T_e	80 °C
$T_{m, \text{aprox}}$	190 °C	$T_{m, \text{aprox}}$	81,5 °C
P_e	3 bar	P_e	1 bar
P_s	1 bar	P_s	-

Tabla 1. Valores de entrada para el modelado del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 mediante EES.

Existen entre los perturbadores y los tubos unas láminas de níquel de pequeño espesor (0,05 mm) que sirven para soldar ambos componentes entre sí en el proceso de fabricación. El resto de los parámetros tomados para este modelado corresponden a dimensiones geométricas en su gran mayoría, las cuales se especifican en anexos de ecuaciones o se calculan a partir de otros datos geométricos. Los parámetros geométricos más destacados se pueden ver en la tabla 2 de la siguiente página.

INTERCAMBIADOR DE CALOR		TUBOS		PERTURBADORES	
Largo virola	220 mm	Número tubos	20	Espesor (t)	0,2 mm
Ancho int virola	50,8 mm	Espesor (t)	0,25 mm	Paso (s)	1,9 mm
Alto int virola	77 mm	Ancho ext tubos	21,65 mm	Alto canal (h)	4,65 mm
-	-	Alto ext tubos	5,55 mm	-	-
Material	Acero INOX	Material	Acero INOX	Material	Acero INOX

Tabla 2. Valores de algunos parámetros geométricos del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 modelado.

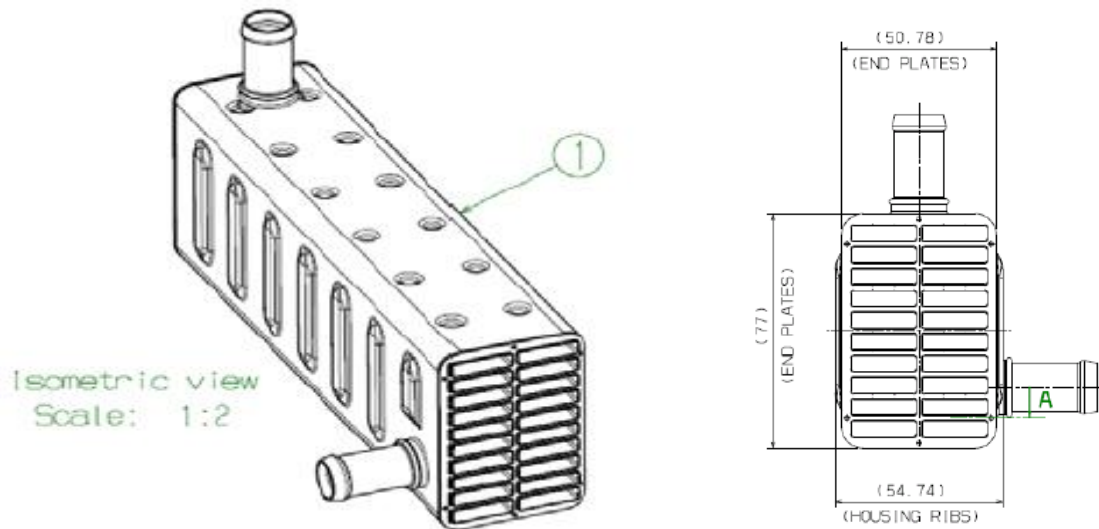


Imagen 23. Planos del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 modelado.

Haciendo uso de todos estos datos y conociendo geoméricamente el aparato mostrado, los resultados de interés obtenidos por el software de resolución de ecuaciones EES para el modelado de este intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 a diferentes caudales de gas se muestran en la Tabla 3. El resto de datos obtenidos pueden encontrarse en las capturas de los anexos de cálculos.

Modelado en limpio (sin ensuciamiento)				
\dot{m}_{gas} (Kg/s)	$T_{s, \text{gas}}$ (°C)	$T_{s, \text{refrig}}$ (°C)	Q (J)	Eficiencia (ϵ)
0,005	80,55	81,15	1019	99,70 %
0,010	81,25	82,35	2033	99,39 %
0,015	81,95	83,55	3037	99,02 %
0,020	82,95	84,75	4029	98,52 %
0,025	84,25	85,85	5003	97,87 %
Modelado en sucio (con ensuciamiento)				
\dot{m}_{gas} (Kg/s)	$T_{s, \text{gas}}$ (°C)	$T_{s, \text{refrig}}$ (°C)	Q (J)	Eficiencia (ϵ)
0,005	80,65	81,15	1019	99,69 %
0,010	82,05	82,35	2024	98,95 %
0,015	85,75	83,45	2979	97,11 %
0,020	91,35	84,55	3857	94,31 %
0,025	98,05	85,45	4650	90,95 %

Tabla 3. Resultados obtenidos mediante EES para el modelado tanto en limpio (superior) como en sucio (inferior) teniendo en cuenta una resistencia de ensuciamiento de $0,005 \text{ K m}^2/\text{W}$ del intercambiador del sistema EGR Greco 1.

En los datos aportados por la tabla 3 puede verse que la eficiencia disminuye mientras que las temperaturas de salida de ambos fluidos y el calor transferido aumentan conforme se incrementa el caudal de gas introducido al intercambiador de calor por estar menor tiempo en contacto con el área de intercambio. Además, este descenso es más notable si se tiene en cuenta el ensuciamiento, llegando incluso a producir una bajada en el rendimiento térmico del intercambiador de un 7%.

Por otro lado, los datos experimentales de las temperaturas y la eficiencia del intercambiador aportados por Valeo Térmico son menores frente a los calculados analíticamente para el lado gas, no así para el lado del refrigerante. Los datos de eficiencia térmica obtenidos analíticamente mediante EES presentan frente a los datos experimentales de Valeo Térmico un error menor del 8%; error que por otro lado está dentro de lo esperado habitualmente para el tipo de correlaciones usadas en cálculos de intercambiadores de calor (+/-10%).

Para dar validez al modelado llevado a cabo y tomando un flujo másico intermedio de 0,015 Kg/s para el lado gas, se ha comprobado la concordancia de dicho error de aproximación entre los valores analíticos de cálculo y los valores experimentales proporcionados por Valeo Térmico para diferentes longitudes de tubo del intercambiador de calor. El error de aproximación entre valores analíticos y experimentales aumenta al disminuir la longitud de los tubos usados, siendo mayor este error en el lado del gas frente al del lado del refrigerante.

En el lado del refrigerante, la diferencia entre los valores de las temperaturas de entrada y salida del fluido tanto experimental como analíticamente es muy pequeña, de manera que el error también lo es. Sin embargo, en el lado gas el error de aproximación es mucho mayor; esto último se debe a que las correlaciones usadas en Valeo Térmico para el lado gas presentan, entre otras modificaciones, una corrección frente a la longitud de los tubos utilizados en el propio intercambiador de calor, mientras que las mismas correlaciones sin modificaciones usadas en este proyecto introducen un error mayor al calcular un valor promedio del coeficiente de convección sobre toda la superficie de intercambio. Todos estos datos aparecen en las Tablas 4, 5 y 6 sobre los errores de aproximación.

L _{tubo} (m)	Eficiencia (ϵ) intercambiador		
	Analítico	Experimental	Error
0,220	97,11%	90,43%	8%
0,200	96,35%	88,39%	9%
0,180	95,27%	85,87%	11%
0,160	93,76	82,72%	13,34%

Tabla 4. Comparativa de valores de eficiencia analíticos y experimentales en el modelado del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 mediante EES.

Lado gas					
Analítico			Experimental		
L _{tubo} (m)	T _e (°C)	T _s (°C)	T _e (°C)	T _s (°C)	Error (%)
0,220	280	85,75	280	99,13	13,49
0,200	280	87,35	280	103,2	15,35
0,180	280	89,45	280	108,26	17,37
0,160	280	92,15	280	114,55	19,55

Tabla 5. Comparativa de valores de temperatura analíticos y experimentales del lado gas en el modelado del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 mediante EES.

Lado refrigerante					
Analítico			Experimental		
L _{tubo} (m)	T _e (°C)	T _s (°C)	T _e (°C)	T _s (°C)	Error (%)
0,220	80	83,45	80	83,19	0,31
0,200	80	83,45	80	83,10	0,42
0,180	80	83,45	80	83,01	0,53
0,160	80	83,35	80	82,91	0,531

Tabla 6. Comparativa de valores de temperatura analíticos y experimentales del lado refrigerante en el modelado del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 mediante EES.

En base a todos estos datos tomados, se concluye que el modelado realizado es válido para llevar a cabo una comparativa analíticamente frente a un banco de tubos. Sin embargo, tal y como se ve en la tabla 4 y prosiguiendo con el análisis, se ha de tener en cuenta que los datos analíticos de eficiencia presentados en el presente proyecto para el intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 tienen un porcentaje de error en torno al 10% (8%) frente a valores experimentales de Valeo Térmico.

3.2 FASE 2: SISTEMA EGR CON INTERCAMBIADOR DE BANCO DE TUBOS (DISEÑO PROPIO)

Para la segunda fase del modelado se han tomado las mismas dimensiones geométricas externas del intercambiador de calor del sistema EGR Greco1 visto con anterioridad a fin de poder comparar las eficiencias de ambos tipos de intercambiadores de calor usados en el análisis a iso-volumen; carcasa y tubos y banco de tubos. Al igual que en el modelado anterior, se ha hecho uso de algunos datos de entrada experimentales facilitados por el departamento I+D de Valeo. De igual manera y para simplificar los cálculos, se ha tomado aire como aproximación a los gases de escape del motor mientras que el refrigerante usado sigue siendo etilenglicol al 65% en agua. Dicho refrigerante circula en este caso por los tubos del banco del intercambiador de calor, mientras que el gas circula por dentro de la virola del aparato. El método de cálculo del intercambiador de calor usado en EES vuelve a ser el método de la efectividad o método NTU, tomando esta vez como disposición un banco de tubos al tresbolillo. Este banco de tubos se ha modelado en dos

configuraciones distintas haciendo uso de tubos lisos para realizar un estudio básico, así como de tubos aleteados para ver su alcance frente al estándar de Valeo.

3.2.1. Banco de tubos lisos

En un primer lugar y dentro de esta segunda fase de modelado se ha tomado el intercambiador de calor como un banco de tubos lisos a efectos de conocer sus prestaciones básicas. Las condiciones de entrada de cada flujo tomadas en esta simulación son exactamente iguales a la usadas en la primera fase del modelado e iguales para todos los diferentes bancos analizados como se especifica más adelante.

LADO GAS		LADO AGUA	
\dot{m}	0,005-0,025 kg/s	Q	800 l/h
T_e	280 °C	T_e	80 °C
$T_{m, \text{aprox}}$	190 °C	$T_{m, \text{aprox}}$	81,5 °C
P_e	3 bar	P_e	1 bar
P_s	1 bar	P_s	-

Tabla 7. Valores de entrada para el modelado del intercambiador de calor del sistema EGR con banco de tubos mediante EES.

Al igual que en la primera fase del modelado del presente proyecto, en esta segunda fase el resto de los parámetros tomados corresponden a dimensiones geométricas del intercambiador de calor que se especifican en anexos de ecuaciones o se calculan a partir de otros datos geométricos. Estos son algunos de estos datos geométricos más destacados para esta segunda fase.

INTERCAMBIADOR DE CALOR		BANCO DE TUBOS			
Largo virola	220 mm	Nº tubos totales	208	Diámetro exterior tubos	4 mm
Ancho int virola	50,8 mm	Nº tubos X	9	Espesor tubo	0,15 mm
Alto int virola	77 mm	Nº tubos Y	40	ST/D	1,3
-	-	-	-	SL/D	1,3
Material	Acero INOX	Material	Acero INOX	Material	Acero INOX

Tabla 8. Valores de parámetros geométricos del sistema EGR con intercambiador de calor con banco de tubos lisos para el modelado en EES.

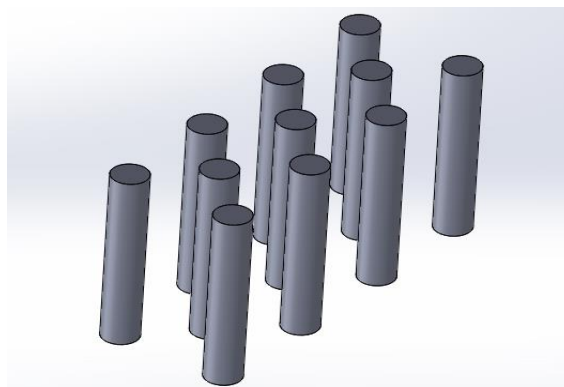


Imagen 24. Disposición modelada para intercambiador de calor de banco de tubos lisos.

Se han seleccionado los diámetros de tubo más pequeños comparados con diámetros comerciales, así como el espesor de lámina más fino que se pudiera usar en Valeo para lograr las mejores prestaciones térmicas. Los resultados de mayor interés obtenidos por el programa de cálculo EES para el modelado tanto en limpio como en sucio del intercambiador de calor del sistema EGR con banco de tubos lisos para diferentes caudales de gas pueden verse en la Tabla 9. El resto de los datos obtenidos de menor interés para el análisis pueden encontrarse en las capturas de los anexos de cálculos.

Modelado en limpio (sin ensuciamiento)				
\dot{m}_{gas} (Kg/s)	$T_{s,\text{gas}}$ (°C)	$T_{s,\text{refrig}}$ (°C)	Q (J)	Eficiencia (ϵ)
0,005	80,35	81,15	1023	99,69 %
0,010	82,05	82,35	2031	98,95 %
0,015	85,85	83,45	2988	97,06 %
0,020	91,75	84,55	3864	94,15 %
0,025	98,65	85,45	4652	90,67 %
Modelado en sucio (con ensuciamiento)				
\dot{m}_{gas} (Kg/s)	$T_{s,\text{gas}}$ (°C)	$T_{s,\text{refrig}}$ (°C)	Q (J)	Eficiencia (ϵ)
0,005	81,55	81,15	1018	99,24 %
0,010	91,75	82,25	1931	94,12 %
0,015	107,55	83,15	2654	86,21 %
0,020	123,45	83,75	3212	78,27 %
0,025	137,65	84,25	3650	71,15 %

Tabla 9. Resultados obtenidos mediante EES para el modelado tanto en limpio (superior) como en sucio (inferior) teniendo en cuenta una resistencia de ensuciamiento de 0,005 K m²/W del intercambiador del sistema EGR con banco de tubos lisos.

En los datos aportados por la tabla 9 puede verse de nuevo que la eficiencia disminuye mientras las temperaturas de salida de ambos fluidos y el calor transferido aumentan con el incremento del caudal de gas introducido al intercambiador por estar menor tiempo en contacto con el área de intercambio. De nuevo, este descenso es más notable si se tiene en cuenta el ensuciamiento, produciendo bajadas en el rendimiento térmico del intercambiador de valores mucho mayores que los vistos en el caso anterior para el intercambiador del sistema EGR Greco 1. Esto último, como se verá más adelante, es debido a la menor área de intercambio que presenta este intercambiador de banco de tubos lisos frente a los dos restantes.

Tal y como se esperaba, en este primer caso del modelado del intercambiador de calor del sistema EGR con banco de tubos se han obtenido unas prestaciones inferiores a las mostradas por el sistema EGR Greco 1. Los tubos lisos no son suficientes para lograr las prestaciones térmicas deseadas, de manera que se ha optado por modelar tubos con aletas continuas a lo largo del aparato con la finalidad de lograr una mayor área de transferencia de calor entre fluidos y con ello conseguir

una mayor eficiencia térmica del intercambiador de calor del sistema EGR propuesto en el presente proyecto.

3.2.2 Banco de tubos aleteados

En este segundo caso del modelado del intercambiador de calor con banco de tubos se han seguido las mismas directrices que en el caso 3.2.1, teniendo en cuenta esta vez el uso de tubos aleteados en lugar de tubos lisos. Las condiciones de entrada de cada flujo tomadas son exactamente iguales a las de los dos modelados anteriores y pueden verse tanto en la Tabla 1 como en la 7.

De nuevo el resto de los parámetros tomados para el modelado corresponden mayormente a dimensiones geométricas del intercambiador de calor que se especifican o bien en anexos de ecuaciones o bien se calculan a partir de otros datos geométricos. Los parámetros geométricos más destacados de la etapa final de esta segunda fase del modelado para banco de tubos pueden verse en la Tabla 7.

INTERCAMBIADOR DE CALOR		BANCO DE TUBOS			
Largo virola	220 mm	Nº tubos totales	208	Diámetro exterior tubos	4 mm
Ancho int virola	50,8 mm	Nº tubos X	9	Espesor tubo/aletas	0,15 mm
Alto int virola	77 mm	Nº tubos Y	40	ST/D	1,3
-	-	Nº aletas virola	24	SL/D	1,3
Material	Acero INOX	Material	Acero INOX	Material	Acero INOX

Tabla 10. Valores de parámetros geométricos del sistema EGR con intercambiador de calor con banco de tubos aleteados para el modelado en EES.

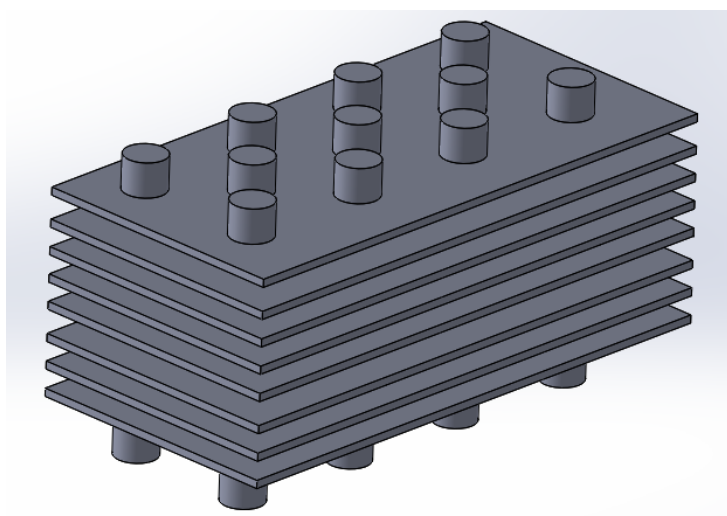


Imagen 25. Disposición modelada para intercambiador de calor de banco de tubos con aletas.

Los resultados de mayor interés obtenidos por el programa de cálculo EES para el modelado tanto en limpio como en sucio del intercambiador de calor del sistema EGR de banco de tubos con aletas rectangulares continuas para diferentes

flujos máxicos de gas pueden verse en la tabla 11. El resto de los datos obtenidos pueden encontrarse en las capturas de los anexos de cálculos.

Modelado en limpio (sin ensuciamiento)				
\dot{m}_{gas} (Kg/s)	$T_{s,\text{gas}}$ (°C)	$T_{s,\text{refrig}}$ (°C)	Q (J)	Eficiencia (ϵ)
0,005	80,05	81,15	1021	100 %
0,010	80,05	82,35	2042	100 %
0,015	80,05	83,55	3063	99,98 %
0,020	80,25	84,75	4079	99,86 %
0,025	80,95	85,95	5083	99,54 %
Modelado en sucio (con ensuciamiento)				
\dot{m}_{gas} (Kg/s)	$T_{s,\text{gas}}$ (°C)	$T_{s,\text{refrig}}$ (°C)	Q (J)	Eficiencia (ϵ)
0,005	80,05	81,15	1021	100 %
0,010	80,45	82,35	2038	99,76 %
0,015	83,15	83,55	3015	98,42 %
0,020	88,45	84,55	3912	95,78 %
0,025	95,45	85,55	4713	92,29 %

Tabla 11. Resultados obtenidos mediante EES para el modelado tanto en limpio (superior) como en sucio (inferior) teniendo en cuenta una resistencia de ensuciamiento de 0,005 K m²/W del intercambiador del sistema EGR con banco de tubos lisos.

En los datos aportados por la tabla 11 puede verse de nuevo tanto una reducción en la eficiencia, así como un aumento en las temperaturas de salida de ambos fluidos y del calor transferido conforme aumenta el caudal de gas introducido al intercambiador de calor. Esto es debido, al igual que ocurría en los dos casos anteriores, al menor tiempo que el gas pasa en contacto con el área de intercambio. Este descenso vuelve a ser más notable si se tiene en cuenta el ensuciamiento, pero este descenso no es tan acusado como ocurría por ejemplo en el caso del banco de tubos lisos. Sin embargo, las prestaciones que da este intercambiador modelado mediante un banco de tubos con aletas son muy superiores a las ofrecidas por el banco de tubos lisos y similares a las ofrecidas por el intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 de Valeo Térmico, un punto que se analiza más en detalle en el siguiente apartado referente a los resultados de forma general.

La contribución del efecto del ensuciamiento se reduce conforme aumenta el área de intercambio. Su valor de 0,005 K m²/W en K/W se reduce al aumentar la superficie de intercambio, reduciendo su contribución a la resistencia térmica total y dando lugar a una mayor potencia (Q). Por este motivo, el banco de tubos lisos presenta una mayor dependencia frente al efecto del ensuciamiento al tener un área de intercambio menor. A la inversa ocurre tanto en el banco de tubos aleteados como en el intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1, donde ambos intercambiadores tienen un área de intercambio mayor como se verá más adelante.

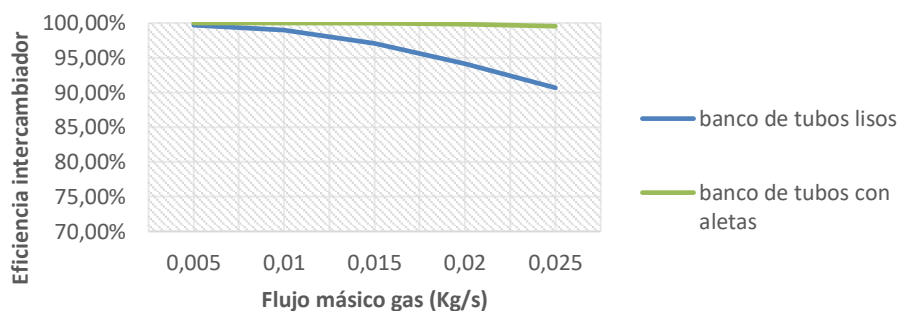
Con la finalidad de obtener unos datos fiables y dar validez al análisis realizado, se ha verificado que haciendo uso del número de aletas tomadas en el modelado, el número de Reynolds en el lado gas estuviera dentro del rango de aplicación de la correlación usada.

4. RESULTADOS: COMPARACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES MODELADOS

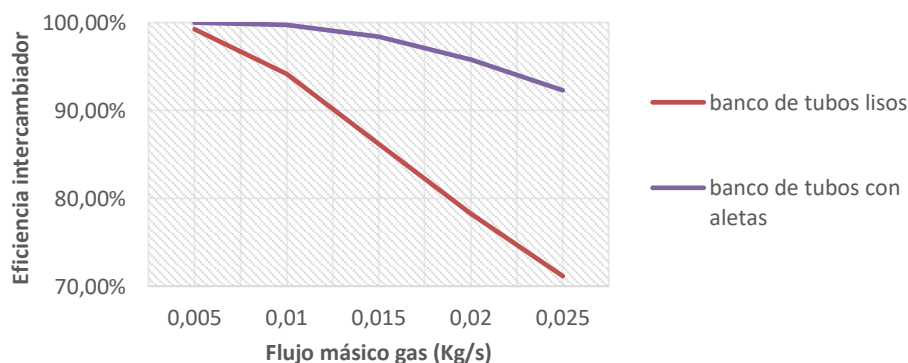
Para finalizar con el análisis y terminar con una conclusión sobre lo visto en el presente proyecto se han realizado dos comparativas, en primer lugar, entre los dos bancos de tubos analizados y en segundo lugar entre el banco de tubos con aletas y el intercambiador de calor del sistema EGR de carcasa y tubos de Valeo Térmico.

Según todo esto, se ha comparado la eficiencia en diferentes valores de flujo másico del gas que entra a cada intercambiador. Además, para un valor intermedio de dicho flujo másico (0,015 Kg/s) se han comparado tanto el área de intercambio, como el coeficiente volumétrico global de transmisión de calor (UA) del intercambiador de calor, como las temperaturas de salida del refrigerante y del gas así como el peso estimado de los diferentes tipos de intercambiadores vistos en el proyecto.

Banco de tubos lisos vs con aletas (sin ensuciamiento)



Banco de tubos lisos vs con aletas (con ensuciamiento)



Gráficas 1 y 2. Eficiencia frente a flujo másico de los dos intercambiadores de calor de banco de tubos con ensuciamiento y sin ensuciamiento.

INTERCAMBIADOR EGR CON BANCO DE TUBOS LISOS			INTERCAMBIADOR EGR CON BANCO DE TUBOS ALETEADOS		
	En limpio	En sucio		En limpio	En sucio
Q (J)	2988	2979	Q (J)	3063	3015
A _{ext} gas (m ²)	0,329		A _{ext} gas (m ²)	0,6453	
UA (W/m ³ K)	59,58	31,27	UA (W/m ³ K)	133,5	65,29
Ts gas (°C)	85,85	107,55	Ts gas (°C)	80,05	83,15
Ts refriger (°C)	83,45	83,15	Ts refriger (°C)	83,55	83,55
M _{tubos} (Kg)	0,3752		M _{tubos+aletas} (Kg)	0,5670	

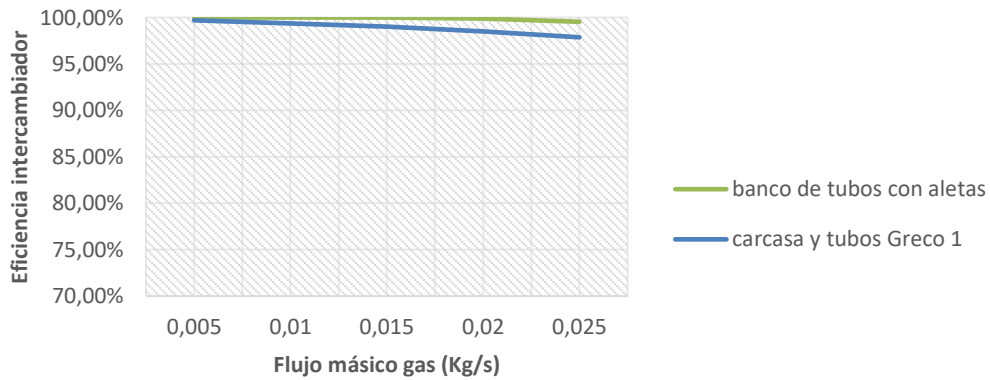
Tabla 12. Resultados obtenidos mediante EES para el modelado tanto en limpio como en sucio de los dos intercambiadores de calor de banco de tubos analizados teniendo en cuenta un flujo másico de gas de 0,015 Kg/s y una resistencia de ensuciamiento de 0,005 K m²/W.

Los datos aportados por la Tabla 12 y las Gráficas 1 y 2 muestran que el intercambiador de calor de banco de tubos con aletas supera al intercambiador con banco de tubos lisos tanto en limpio como en sucio, especialmente en este último caso. Es en sucio donde la mayor área de intercambio hace que se mitigue el efecto global del ensuciamiento sobre el intercambiador, logrando conseguir mejores prestaciones térmicas como se puede ver en datos como los calores intercambiados en ambos intercambiadores, su eficiencia o la temperatura final del gas lograda por cada uno de ellos.

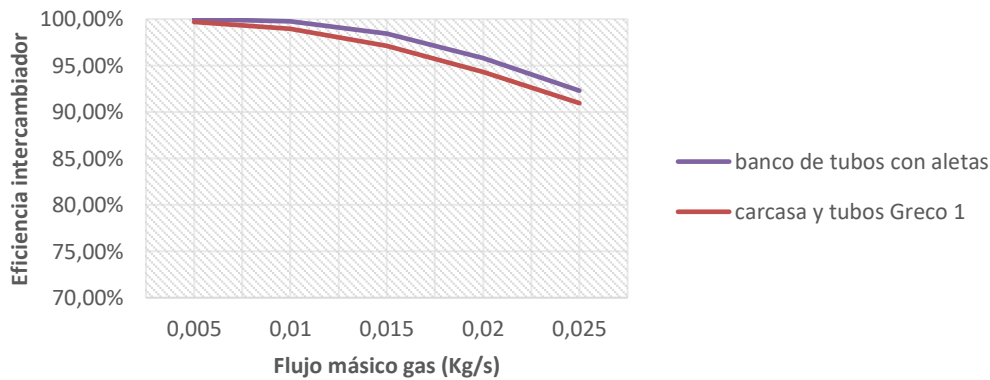
Las temperaturas de salida de ambos fluidos conseguidas por el banco de tubos con aletas frente al banco de tubos lisos presentan una menor variación entre el modelado en limpio y el modelado en sucio, y hacen de este intercambiador de calor una alternativa muy interesante a comparar con el intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 de Valeo Térmico.

El hecho de que esta área de intercambio sea mayor genera por consiguiente un aumento en el valor de UA. Este aumento de UA es positivo para lograr un mayor intercambio de calor, pero, por otro lado, el incremento en el área de intercambio en este caso hace que la masa del intercambiador de calor modelado sea mayor. Este último punto se ha tenido en cuenta en la siguiente comparativa, donde las prestaciones térmicas de los intercambiadores de calor de los aparatos modelados han sido similares.

Banco de tubos con aletas vs carcasa y tubos Greco 1 (sin ensuciamiento)



Banco de tubos con aletas vs carcasa y tubos Greco 1 (con ensuciamiento)



Gráficas 3 y 4. Eficiencia frente a flujo másico del intercambiador de calor de banco de tubos con aletas y del intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 con ensuciamiento y sin ensuciamiento.

INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1			INTERCAMBIADOR EGR CON BANCO DE TUBOS ALETEADOS		
	En limpio	En sucio		En limpio	En sucio
Q (J)	3037	2979	Q (J)	3063	3015
A _{ext} gas (m ²)	0,71302		A _{ext} gas (m ²)	0,6453	
UA (W/m ³ K)	107,1	59,75	UA (W/m ³ K)	133,5	65,29
Ts gas (°C)	81,95	85,75	Ts gas (°C)	80,05	83,15
Ts refriger (°C)	83,55	83,45	Ts refriger (°C)	83,55	83,55
M _{tubos+aletas} (Kg)	0,9316		M _{tubos+aletas} (Kg)	0,5670	

Tabla 13. Resultados obtenidos mediante EES para el modelado tanto en limpio como en sucio del intercambiador de calor de banco de tubos con aletas y el intercambiador de calor de carcasa y tubos del sistema EGR Greco 1 teniendo en cuenta un flujo másico de gas de 0,015 Kg/s y una resistencia de ensuciamiento de 0,005 K m²/W.

Los datos aportados por la Tabla 13 y las Gráficas 3 y 4 muestran en este caso que el intercambiador de calor de banco de tubos con aletas supera igualmente al intercambiador de calor con carcasa y tubos de Valeo Térmico tanto en limpio como en sucio.

Si bien es verdad que, a diferencia de la comparativa anterior, tanto en limpio como en sucio la eficiencia, la temperatura de salida del gas y el calor intercambiado en ambos intercambiadores de calor son similares, la masa aproximada de ambos aparatos no lo es. El intercambiador de calor con banco de tubos y aletas propuesto en este proyecto presenta una disminución de prácticamente la mitad de la masa del intercambiador frente al estándar de Valeo Térmico analizado, el sistema EGR Greco 1. Este punto se ha comentado más adelante y se muestra muy positivo de cara a proseguir con un estudio más detallado sobre el proyecto por parte de la empresa. Esta reducción en la masa puede verse también en la diferencia existente en el área de intercambio de ambos intercambiadores de calor, que hacen que los valores de UA se muestren mejores en sucio para el intercambiador de calor propuesto en este proyecto.

En definitiva, el intercambiador de calor de banco de tubos con aletas presenta frente al intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 de Valeo Térmico unas prestaciones muy similares e incluso algo superiores tanto en términos de calor intercambiado como en eficiencia especialmente en sucio, haciendo uso de una menor área de intercambio tal y como se ha visto en este análisis. Este punto relacionado con el área de intercambio y derivado al cálculo aproximado de la masa de cada intercambiador de calor se traduce a un ahorro directo en los costes de material para la fabricación del aparato propuesto frente al fabricado por Valeo Térmico.

5. CONCLUSIONES

El presente proyecto ha recogido el modelado y análisis de diversos intercambiadores de calor para sistemas EGR. Se ha modelado un intercambiador de calor de un sistema EGR consolidado en el mercado como es el del sistema EGR Greco 1 de Valeo Térmico. Posteriormente se ha propuesto como alternativa a él un intercambiador de calor basado en un banco de tubos con aletas rectangulares continuas.

Las simulaciones llevadas a cabo han puesto de manifiesto la mejora del intercambiador propuesto frente al fabricado por Valeo Térmico. El intercambiador de calor propuesto ha sido ligeramente superior en prestaciones al del sistema EGR

Greco 1 tanto en las simulaciones en limpio como en sucio haciendo uso de una menor área de intercambio.

Además, se ha evaluado de forma aproximada la masa de cada uno de los intercambiadores de calor modelados en el proyecto sin tener en cuenta la carcasa, común a todos los intercambiadores. Como resultado, se ha obtenido una reducción del 40% de la masa del intercambiador de calor del banco de tubos con aletas frente al intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1. Esta reducción supone un ahorro en los costes de material, quedando pendientes de evaluar los costes de fabricación del aparato propuesto.

En resumen, se ha logrado el objetivo propuesto en el proyecto que ha consistido en encontrar una posible alternativa al intercambiador de calor del sistema EGR Greco 1 de Valeo Térmico que presentara mejores prestaciones térmicas o en su defecto, las igualara con alguna ventaja de interés como los costes de fabricación.

Sin embargo, se ha de añadir que los modelados llevados a cabo están sujetos al error de las correlaciones experimentales usadas. Además, es necesario hacer un estudio sobre la pérdida de carga del intercambiador de calor propuesto en este proyecto, un punto de especial importancia para poder asegurar la viabilidad del proyecto. El siguiente paso entonces, junto con el análisis de pérdida de carga, será la fabricación de un prototipo para la validación en un banco de pruebas de los datos analíticos presentados en este documento.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Jorge Enrique Gaviria Ríos, Jorge Hernán Mora Guzmán, John Ramiro Agudelo. "Historia de los motores de combustión". Revista Facultad de Ingeniería Número 26, 2002. Páginas 68-78.
- [2] José Antonio Soler Muniesa. "Análisis de la combinación de los sistemas de regulación de gases de Alta y Baja presión sobre el comportamiento de un motor Diésel sobrealimentado". Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, 2016. Páginas 10-39.
- [3] Christian Alfredo Mantilla León, Juan Carlos Tapia Romero. "Estudio de los efectos de la apertura de la válvula EGR en la combustión de un motor encendido por compresión CRDI, mediante el uso de termografía infrarroja". Trabajo de final de grado. Universidad Politécnica Salesiana de Cuenca, 2015. Páginas 1-14.
- [4] "Control strategy for a dual loop EGR system to meet Euro 6 and beyond". Conferencia "Directions in Engine-Efficiency and Emissions Reduction Research (DEER)", 2009
- [5] "Aachen Kolloquium", 2015.
- [6] Hannu Jääskeläinen, Magdi K. Khair. "EGR systems & components". Dieselnet, 2015.
- [7] M.S. Abd-Elhady, T. Zornek, M.R. Malayeri, S. Balestrino, P.G. Szymkowicz, H. Müller-Steinhagen. "Influence of gas velocity on particulate fouling of exhaust gas recirculation coolers". International Journal of Heat and Mass Transfer. Volumen 54, 2011, Páginas 838-846.
- [8] Ming-Jia Li, Song-Zhen Tang, Fei-long Wang, Qin-Xin Zhao, Wen-Quan Tao. "Gas-side fouling, erosion and corrosion of heat exchangers for middle/ low temperature waste heat utilization: A review on simulation and experiment". Applied Thermal Engineering. Volumen 126, 2017, Páginas 737-761.
- [9] Ahmet Coskun, Bahadır Demir. "Comparative analysis of different lamella geometries used in exhaust gas heat exchangers". Applied Thermal Engineering. Volumen 100, 2016, Páginas 1-10.
- [10] J. E. Hesselgreaves. "Compact Heat Exchangers. Selection, design and operation.". 2001, Páginas 155-221.

- [11] V. Gnielinski. "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow". International Chemical Engineering, Volumen 16, 1976, Páginas 359-368.
- [12] Raj M. Manglik, Arthur E. Bergles. "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger". Experimental Thermal and Fluid Science. Volumen 10, 1995, Páginas 171-180.
- [13] S. V. Manson. "Correlations of Heat Transfer Data and of Friction Data for Interrupted Plane Fins Staggered in Successive Rows". National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, DC. 1950, Nota 2237.
- [14] W. M. Kays. "Compact Heat Exchangers". 1972, Páginas 57-72.
- [15] A. R. Wieting. "Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers". Trans. ASME, J. Heat Transfer 97. 1975, Páginas 488-490.
- [16] H. M. Joshi y R. L. Webb. "Heat Transfer and Friction in the Offset Strip-Fin Heat Exchanger". Heat Mass Transfer, Volumen 30. 1987, Páginas 69-84.
- [17] S. Mochizuki, Y. Yagi y W.J. Yang. "Transport Phenomena in Stacks of Interrupted Parallel-Plate Surfaces". Heat Transfer, Volumen 1. 1987, Páginas 127-140.
- [18] E. V. Dubrovsky y V. Y. Vasiliev. "Enhancement of Convective Heat Transfer in Rectangular Ducts of Interrupted Surfaces". Heat Mass Transfer, Volumen 31. 1988, Páginas 807-818.
- [19] A.P. Colburn. "A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction", International Journal of Heat and Mass Transfer. Volumen 7, 1964, Páginas 1359-1384.
- [20] E.D. Grimison. "Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks". Trans ASME 59, 1937, Páginas 583-594.
- [21] W.M. Kays, A.L. London. "Compact Heat Exchangers", 1964.
- [22] E. C. Hugg. "Experimental investigation of effects of equipment size on convection heat transfer and Flow resistance in cross Flow gases over tube banks". Trans ASME 59, 1937.

- [23] O. L. Pierson. "Experimental investigation of the influence of tube arrangement on convection heat transfer and flow resistance in cross flow of gases over tube Banks". Trans. ASME 59, 1937.
- [24] A. Zukauskas. "Heat transfer from tubes in crossflow". Advances in Heat Transfer. Volumen 8, 1972, Páginas 93-160.
- [25] Shinya Aiba, Hajime Tsuchida, Terukazu Ota. "Heat transfer around tubes in staggered tube banks". Volumen 25, 1982, Páginas 927-933.
- [26] Yuwen Zhang, Zhongqi Chen. "The Effect of a Gap Between Layers on the Heat Transfer Performance of Aligned Tube Banks". Heat Transfer Engineering. Volumen 13, 1992, Páginas 33-41.
- [27] Taewan Kim. "Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line tube banks". Annals of Nuclear Energy. Volumen 57, 2013, Páginas 209-215.
- [28] A. Safwat Wilson, M. Khalil Bassiouny. "Modeling of heat transfer for flow across tube banks". Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. Volumen 39, 2000, Páginas 1-14.
- [29] Yongqing Wang, Xin Gu, Zunlong Jin, Ke Wang. "Characteristics of heat transfer for tube banks in crossflow and its relation with that in shell-and-tube heat exchangers". International Journal of Heat and Mass Transfer. Volumen 93, 2016, Páginas 584-594.
- [30] H. Hausen. "Heat Transfer in Counterflow Parallel Flow and Cross Flow", 1983. Página 397.
- [31] W.A. Khan, J.R. Culham, M.M. Yovanovich. "Convection heat transfer from tube Banks in crossflow: Analytical approach". International Journal of Heat and Mass Transfer. Volumen 49, 2006, Páginas 4831-4838.
- [32] A. Zukauskas, R. Ulinskas. "Heat Transfer in Tube Banks in crossflow". Hemisphere, 1988.
- [33] E.M. Sparrow, T.A. Myrum. "Crossflow heat transfer for tubes with periodically interrupted annular fins". International Journal of Heat and Mass Transfer 28, 1985, Páginas 509-512.

- [34] Zhuo Ning, Jiang Weiyuan, Wang Jian, et al. "Heat transfer and flow resistance properties of helically segmented finned tube bank". Journal of University of Shanghai for Science and Technology 18, 1996, Páginas 23-26.
- [35] Cheng Guibing, Chen Yuanguo. "Experimental study on the heat transfer and flow resistance of serrated finned tube banks". Chinese Society of Engineering Thermophysics, Proceeding on Heat and Mass Transfer Academic Conference, 1998, Pages 47-52.
- [36] K. Kawaguchi, K. Okui, T. Kashi. "Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the pressure drop characteristics between spiral fin and serrated fin)". Heat Transfer Asian Research 33, 2004, Páginas 431-444.
- [37] K. Kawaguchi, K. Okui, T. Kashi. "Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the heat transfer characteristics between spiral fin and serrated fin)". Heat Transfer Asian Research 34, 2005, Páginas 120-133.
- [38] Erling Næss. "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts". Applied Thermal Engineering. Volumen 30, 2010, Páginas 1531-1537.
- [39] Youfu Ma, Yichao Yuan, Yuzheng Liu, Xiaohong Hu, Yan Huang. "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts". Applied Thermal Engineering. Volumen 37, 2012, Páginas 314-323.
- [40] Kong et al. "Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches." International Journal of Heat and Mass Transfer, Volumen 99. 2016, Páginas 357–371.
- [41] Chi-Chuan Wang, Yu-Juei Chang, Yi-Chung Hsieh y Yur-Tsai Lin. "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins". Elsevier Journals, Volumen 19 Número 4. 1996, Páginas 223-230.
- [42] J.M. Marín, S. Guillén. "Diseño y cálculo de intercambiadores de calor monofásicos". 2013, Páginas 57-80.
- [43] R. L. Webb "Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers". Heat Transfer Engineering, Volumen 1. 1980, Páginas 33-49.

ANEXOS

ANEXO I – ECUACIONES DE MODELADO

ÍNDICE

1. Ecuaciones de modelado para intercambiador de EGR Greco 1
2. Ecuaciones de modelado para intercambiador de EGR de banco de tubos lisos
3. Ecuaciones de modelado para intercambiador de EGR de banco de tubos con aletas continuas

1. ECUACIONES DE MODELADO PARA INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

{El intercambiador del sistema EGR Greco 1 presenta una carcasa rectangular con 20 tubos de 220 mm de longitud en cuyo interior se encuentran los perturbadores OFFSET. Entre el interior de la carcasa y el exterior de los tubos, y para refrigerar el aire que circula por los propios tubos, circula el refrigerante que en este caso es de 65%-35% agua-etilenglicol.}

{FLUJOS DE LADO REFRIGERADO Y REFRIGERANTE}

$m_{\text{gas}} = 0,015$ {Kg/s}
 $cp_{\text{gas}} = Cp(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}})$ {J/Kg K; Valeo Térmico}
 $T_{\text{in_gas}} = 553,13$ {K}
 $P_{\text{in_gas}} = 300000$ {Pa}
 $\mu_{\text{gas}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}})$ {m² / s, aproximado como aire}
 $K_{\text{gas}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}})$ {W / m K}
 $Tm_{\text{aprox_gas}} = 463,15$ {K}
 $\text{densidad_gas} = \text{Density}(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}}; P=Pm_{\text{aprox_gas}})$ {Kg/m³}
 $Pm_{\text{aprox_gas}} = 200000$ {Pa, 1 bar aprox 1 atm}
 $v_{\text{gas_tubo}} = (m_{\text{gas}} / (20 \cdot 10)) / (\text{densidad_gas}(s \cdot h - t \cdot h))$ {m/s}

$m_{\text{coolant}} = \text{caudal_coolant} \cdot \text{densidad_coolant}$ {Kg/s}
 $\text{caudal_coolant} = 0,8 / 3600$ {m³/s}
 $\text{densidad_coolant} = \text{Density}(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {Kg/m³}
 $cp_{\text{coolant}} = Cp(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {J/Kg*K; Valeo Térmico}
 $T_{\text{in_coolant}} = 353,15$ {K}
 $P_{\text{in_coolant}} = 100000$ {Pa}
 $\mu_{\text{coolant}} = \text{Viscosity}(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {Kg / m s}
 $K_{\text{coolant}} = \text{Conductivity}(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {W / m K}
 $Tm_{\text{aprox_coolant}} = 354,65$ {K}
 $v_{\text{coolant}} = m_{\text{coolant}} / (\text{densidad_coolant} \cdot A_{\text{coolant}})$ {m/s}
 $A_{\text{coolant}} = \text{ancho_virola} \cdot L_{\text{tubo}} - (2 \cdot L_{\text{tubo}} \cdot \text{anchura_tubo_exterior})$ {m²}

{GEOMETRÍA DE PIEZAS APARATO GRECO1 Y PROPIEDADES}

$\text{ancho_virola} = 0,0508$ {m; Anchura de virola}
 $\text{alto_virola} = 0,077$ {m; Altura de virola}

$n_{\text{tubos}} = 20$
 $L_{\text{tubo}} = 0,220$ {m}
 $h_{\text{tubo_interior}} = 0,00495$ {m}
 $h_{\text{tubo_exterior}} = 0,00555$ {m}
 $h = h_{\text{tubo_interior}} - e_{\text{perturbador}} - 2 \cdot e_{\text{laminaNi}}$ {m}
 $\text{anchura_tubo_interior} = 0,02115$ {m}
 $\text{anchura_tubo_exterior} = 0,02165$ {m}
 $s = 0,5 \cdot (0,0042 - 2 \cdot e_{\text{perturbador}})$ {m}
 $n_{\text{pasos_perturbador}} = 5$ {número de veces de "s" en el perturbador; lado transversal}

$l = 0,00635$ {m}
 $e_{\text{tubo}} = 0,00025$ {m}
 $K_{\text{tubo}} = 47$ {W / m K; acero inoxidable}
 $K_{\text{tubo}} = K_{\text{perturbador}}$ {W / m K}
 $e_{\text{laminaNi}} = 0,00005$ {m}
 $K_{\text{Ni}} = 52,3$ {W / m K}

$e_{\text{perturbador}} = 0,0002$ {m}
 $t = e_{\text{perturbador}}$ {m}

$$\begin{aligned} \text{volumen_tubos} &= v_{\text{aletas}} + v_{\text{tubos}} && \{\text{m}^3\} \\ v_{\text{aletas}} &= n_{\text{tubos}} n_{\text{pasos_perturbador}} e_{\text{perturbador}} (L_{\text{tubo}} (s+2 e_{\text{perturbador}}) + 2 h \\ &L_{\text{tubo}} + L_{\text{tubo}} s) && \{\text{m}^3\} \\ v_{\text{tubos}} &= n_{\text{tubos}} e_{\text{tubo}} (2 L_{\text{tubo}} \text{anchura_tubo_exterior} + 2 L_{\text{tubo}} h_{\text{tubo_interior}}) && \{\text{m}^3\} \\ \text{peso_Greco_1} &= \text{densidad_aceroINOX} \text{volumen_tubos} && \{\text{Kg}\} \\ \text{densidad_aceroINOX} &= 7900 && \{\text{Kg / m}^3\} \end{aligned}$$

{ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR POR EL MÉTODO E-NTU}

$$\begin{aligned} C_{\text{coolant}} &= m_{\text{coolant}} c_{p_coolant} && \{\text{W/K}\} \\ C_{\text{gas}} &= m_{\text{gas}} c_{p_gas} && \{\text{W/K}\} \\ C_{\text{min}} &= \min(C_{\text{coolant}}; C_{\text{gas}}) && \{\text{W/K}\} \\ C_{\text{max}} &= \max(C_{\text{coolant}}; C_{\text{gas}}) && \{\text{W/K}\} \\ C &= C_{\text{min}}/C_{\text{max}} \\ \\ Q_{\text{max}} &= C_{\text{min}} (T_{\text{in_gas}} - T_{\text{in_coolant}}) && \{\text{J}\} \\ Q_{\text{gas}} &= C_{\text{gas}} (T_{\text{in_gas}} - T_{\text{out_gas}}) && \{\text{J}\} \\ Q_{\text{coolant}} &= C_{\text{coolant}} (T_{\text{out_coolant}} - T_{\text{in_coolant}}) && \{\text{J}\} \\ Q_{\text{gas}} &= Q_{\text{coolant}} && \{\text{J}\} \\ Q_{\text{gas}} &= Q && \{\text{J}\} \\ \\ D_{h_JyW} &= 2 (s-t) h / ((s+h) + (t h / l)) && \{\text{Dh definido para una abertura del perturbador; el ancho de tubo tiene 10 aberturas}\} \\ \\ D_{h_coolant} &= 4 A_{\text{coolant}} / (2 \text{ancho_virola} + 6 L_{\text{tubo}}) && \{\text{m}\} \\ \\ UA &= 1 / (R_{\text{térmica_global}}) && \{\text{W/K}\} \\ \\ 1/R_{\text{térmica_global}} &= 1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + 1/R_4 && \{\text{W/K}\} \\ \\ R_1 &= R1_{\text{conv_coolant}} + R1_{\text{cond_tubo}} + R1_{\text{cond_Ni}} + R1_{\text{conv_gas}} + R1_{\text{ensuc}} && \{\text{K/W}\} \\ \\ R1_{\text{conv_coolant}} &= 1 / (h_{\text{coolant}} A1) && \{\text{K/W}\} \\ R1_{\text{cond_tubo}} &= e_{\text{tubo}} / (K_{\text{tubo}} A1) && \{\text{K/W}\} \\ R1_{\text{cond_Ni}} &= e_{\text{laminaNi}} / (K_{\text{Ni}} A1) && \{\text{K/W}\} \\ R1_{\text{conv_gas}} &= 1 / (h_{\text{gas}} A1) && \{\text{K/W}\} \\ R1_{\text{ensuc}} &= (0,005) / A1 && \{0,005 \text{ m}^2 \text{ K / W}\} \\ \{R1_{\text{ensuc}} = 0\} &&& \{\text{K/W}\} \\ A1 &= n_{\text{tubos}} \text{anchura_tubo_interior} L_{\text{tubo}} && \{\text{m}^2\} \\ \\ R_2 &= R2_{\text{conv_coolant}} + R2_{\text{cond_tubo}} + R2_{\text{conv_gas}} + R2_{\text{ensuc}} && \{\text{K/W}\} \\ \\ R2_{\text{conv_coolant}} &= 1 / (h_{\text{coolant}} A2) && \{\text{K/W}\} \\ R2_{\text{cond_tubo}} &= e_{\text{tubo}} / (K_{\text{tubo}} A2) && \{\text{K/W}\} \\ R2_{\text{conv_gas}} &= 1 / (h_{\text{gas}} A2) && \{\text{K/W}\} \\ R2_{\text{ensuc}} &= (0,005) / A2 && \{0,005 \text{ m}^2 \text{ K / W}\} \\ \{R2_{\text{ensuc}} = 0\} &&& \{\text{K/W}\} \\ A2 &= n_{\text{tubos}} h_{\text{tubo_interior}} L_{\text{tubo}} && \{\text{m}^2\} \\ \\ R_3 &= R3_{\text{conv_coolant}} + R3_{\text{cond_tubo}} + R3_{\text{conv_gas}} + R3_{\text{ensuc}} && \{\text{K/W}\} \\ \\ R3_{\text{conv_coolant}} &= 1 / (h_{\text{coolant}} A3) && \{\text{K/W}\} \\ R3_{\text{cond_tubo}} &= e_{\text{tubo}} / (K_{\text{tubo}} A3) && \{\text{K/W}\} \\ R3_{\text{conv_gas}} &= 1 / (h_{\text{gas}} A3) && \{\text{K/W}\} \\ R3_{\text{ensuc}} &= (0,005) / A3 && \{0,005 \text{ m}^2 \text{ K / W}\} \\ \{R3_{\text{ensuc}} = 0\} &&& \{\text{K/W}\} \\ A3 &= n_{\text{tubos}} h_{\text{tubo_interior}} L_{\text{tubo}} && \{\text{m}^2\} \end{aligned}$$

$$R_4 = R4_conv_coolant + R4_cond_aletas + R4_cond_tubo + R4_cond_Ni + R4_conv_bancoaletas \quad \{K/W\}$$

$$R4_conv_coolant = 1/(h_coolant A1) \quad \{K/W\}$$

$$R4_cond_aletas = e_perturbador/(K_perturbador A1) \quad \{K/W\}$$

$$R4_cond_tubo = e_tubo/(K_tubo A1) \quad \{K/W\}$$

$$R4_cond_Ni = e_laminaNi/(K_Ni A1) \quad \{K/W\}$$

$$1/R4_conv_bancoaletas = 1/R4_conv_huecos + 1/R4_conv_aletas \quad \{W/K\}$$

$$R4_conv_huecos = 1/(h_gas A4) + R4_ensuc_huecos \quad \{K/W\}$$

$$R4_conv_aletas = (1/(rend_aleta A5 h_gas)) + R4_ensuc_aletas \quad \{K/W\}$$

$$R4_ensuc_huecos = (0,005)/A4 \quad \{0,005 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}\}$$

$$R4_ensuc_aletas = (0,005)/(rend_aleta A5) \quad \{0,005 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}\}$$

$$\{R4_ensuc_aletas = 0\} \quad \{K/W\}$$

$$\{R4_ensuc_huecos = 0\} \quad \{K/W\}$$

$$A4 = n_tubos \cdot 5 \cdot 4 \cdot s \cdot L_tubo \quad \{\text{m}^2; \text{área de los huecos en el banco de aletas}\}$$

$$A5 = n_tubos \cdot 5 \cdot 4 \cdot ((h - e_perturbador) \cdot L_tubo) + (e_perturbador \cdot L_tubo) \quad \{\text{m}^2; \text{área de las aletas en el banco de aletas}\}$$

$$A_tot_bancoaletas = A4 + A5 \quad \{\text{m}^2\}$$

$$rend_tot = 1 - (A5/A_tot_bancoaletas) \cdot (1 - rend_aleta) \quad \{\}$$

$$rend_aleta = \tanh(m \cdot L_rend) / (m \cdot L_rend) \quad \{\}$$

$$L_rend = 0,5 \cdot t + 0,5 \cdot (h - t) \quad \{\text{m}\}$$

$$m = ((2 \cdot h_gas)/(K_perturbador \cdot t))^{0,5} \quad \{\text{m}\}$$

$$R_conv_gas = R1_conv_gas + R2_conv_gas + R3_conv_gas + R4_conv_bancoaletas \quad \{K/W\}$$

$$R_cond_Ni = R1_cond_Ni + R4_cond_Ni \quad \{K/W\}$$

$$R_cond_int = R4_cond_aletas + R1_cond_tubo + R2_cond_tubo + R3_cond_tubo +$$

$$R4_cond_tubo \quad \{K/W\}$$

$$R_conv_coolant = R1_conv_coolant + R2_conv_coolant + R3_conv_coolant + R4_conv_coolant \quad \{K/W\}$$

$$R_ensuciamiento = 0,005/(A1 + A2 + A3 + A4 + A5) \quad \{K/W\}$$

$$NTU = UA/C_min \quad \{\}$$

$$\text{eficiencia greco} = (1 - \exp(-C \cdot (1 - \exp(-NTU))))/C \quad \{\}$$

$$Q = \text{eficiencia greco} \cdot Q_max \quad \{J\}$$

{CÁLCULO DE LOS NÚMEROS ADIMENSIONALES EN LADO GAS Y LADO REFRIGERANTE}

{LADO GAS}

$$Re_gas = (\text{densidad_gas} \cdot v_gas_tubo \cdot (D_h_JyW))/\mu_gas$$

$$Re_gas_JyW = 257 \cdot ((l/s)^{1,23}) \cdot ((t/l)^{0,58}) \cdot D_h_JyW \cdot ((t+1,328 \cdot (Re_gas/(l \cdot D_h_JyW))^{-0,5})^{-1})$$

$$Pr_gas = cp_gas \cdot \mu_gas / K_gas$$

$$Nu_gas = h_gas \cdot (D_h_JyW)/K_gas$$

$$j = 0,53 \cdot (Re_gas^{-0,5}) \cdot ((l/D_h_JyW)^{-0,15}) \cdot ((s/h)^{-0,14}) \quad \{\text{Según Joshi y Webb para } Re_gas < Re_gas_JyW\}$$

$$\{j = 0,21 \cdot (Re_gas^{-0,4}) \cdot ((l/D_h_JyW)^{-0,24}) \cdot ((t/D_h_JyW)^{0,02}) \quad \{\text{Según Joshi y Webb para } Re_gas > Re_gas_JyW + 1000\}\}$$

$$j = Nu_gas/(Re_gas \cdot (Pr_gas^{1/3})) \quad \{\text{Relación entre Colburn y Nusselt}\}$$

{LADO REFRIGERANTE}

$$\text{Re_coolant} = \text{densidad_coolant } v_coolant \text{ D_h_coolant} / \mu_coolant$$

$$\text{Pr_coolant} = \text{cp_coolant } \mu_coolant / K_coolant$$

$$\text{Nu_coolant} = h_coolant \text{ D_h_coolant} / K_coolant$$

$$\text{Nu_coolant} = 0,25(\text{Re_coolant}^{0,6}) (\text{Pr_coolant}^{1/3}) (1^{0,14}) \text{ {Correlación de Donohue}}$$

2. ECUACIONES DE MODELADO PARA INTERCAMBIADOR EGR DE BANCO DE TUBOS

LISOS

{El intercambiador de calor de banco de tubos escalonados propuesto tiene como diámetro comercial de tubos un valor de 4mm y un espesor de 0,5mm. Propongo un paso adimensional transversal y longitudinal de 1,3 para los tubos por los que circulará un refrigerante 65%-35% agua-etilenglicol.}

{FLUJOS DE LADO REFRIGERADO Y REFRIGERANTE}

$m_{gas} = 0,025$ {Kg/s}
 $cp_{gas} = Cp(Air; T=Tm_{aprox_gas})$ {J/Kg K; Valeo Térmico}
 $T_{in_gas} = 553,13$ {K}
 $P_{in_gas} = 300000$ {Pa}
 $\mu_{gas} = Viscosity(Air; T=Tm_{aprox_gas})$ {m²/ s, aproximado como aire}
 $K_{gas} = Conductivity(Air; T=Tm_{aprox_gas})$ {W / m K}
 $Tm_{aprox_gas} = 483,15$ {K}
 $densidad_{gas} = Density(Air; T=Tm_{aprox_gas}; P=Pm_{aprox_gas})$ {Kg/m³}
 $Pm_{aprox_gas} = 200000$ {Pa, 1 bar aprox 1 atm}
 $v_{gas} = (m_{gas}) / (densidad_{gas} (ancho_virola \ alto_virola))$ {m/s}
 $v_{gas_max} = (S_T \ v_{gas}) / (S_T - D_tubo)$ {Disposición escalonada para A1<2A2}

$m_{coolant} = (caudal_coolant \ densidad_coolant)$ {Kg/s}
 $caudal_coolant = 0,8/3600$ {m³/s}
 $densidad_coolant = Density(EG; T=Tm_{aprox_coolant}; C=35)$ {Kg/m³}
 $cp_{coolant} = Cp(EG; T=Tm_{aprox_coolant}; C=35)$ {J/Kg*K; Valeo Térmico}
 $T_{in_coolant} = 353,15$ {K}
 $P_{in_coolant} = 100000$ {Pa}
 $\mu_{coolant} = Viscosity(EG; T=Tm_{aprox_coolant}; C=35)$ {Kg/m s}
 $K_{coolant} = Conductivity(EG; T=Tm_{aprox_coolant}; C=3)$ {W / m K}
 $Tm_{aprox_coolant} = 354,65$ {K}
 $v_{coolant} = (m_{coolant} / n_{tubos_totales}) / (densidad_coolant (pi ((d_tubo/2)^2)))$ {m/s}

$volumen_bancodetubos = v_{tubos}$ {m³}
 $v_{tubos} = (pi ((D_tubo/2)^2 - (d_tuboint/2)^2)) \ L_tubo \ n_{tubos_totales}$ {m³}
 $peso_bancodetubos = densidad_aceroINOX \ volumen_bancodetubos$ {Kg}
 $densidad_aceroINOX = 7900$ {Kg/m³}

{GEOMETRÍA DE PIEZAS APARATO GRECO1 Y PROPIEDADES}

$ancho_virola = 0,0508$ {m; Anchura de virola}
 $alto_virola = 0,077$ {m; Altura de virola}
 $alto_virola = L_tubo$ {m}
 $L_virola = 0,220$ {m; Longitud de virola aparato}
 $n_{tubos_totales} = n_{tubos_x} \ n_{tubos_y} - (n_{tubos_y} / 2)$ {nº de tubos en Y pares para cálculo sin decimales}

$n_{tubos_x} = 9$ {-}
 $n_{tubos_y} = 40$ {-}
 $calculo_tubos_y = (L_virola - D_tubo) / (S_L)$ {-}
 $calculo_tubos_x = (ancho_virola - D_tubo) / (S_T)$ {-}
 $e_tubo = 0,00015$ {m}
 $D_tubo = 0,004$ {m}
 $d_tuboint = D_tubo - 2 \ e_tubo$ {m}
 $S_T / D_tubo = 1,3$ {-}
 $S_L / D_tubo = 1,3$ {-}
 $K_tubo = 47$ {W / m K; acero inoxidable}

{ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR POR EL MÉTODO E-NTU}

$$C_{coolant} = m_{coolant} cp_{coolant} \quad \{W/K\}$$

$$C_{gas} = m_{gas} cp_{gas} \quad \{W/K\}$$

$$C_{min} = \min(C_{coolant}; C_{gas}) \quad \{W/K\}$$

$$C_{max} = \max(C_{coolant}; C_{gas}) \quad \{W/K\}$$

$$C = C_{min}/C_{max}$$

$$Q_{max} = C_{min} (T_{in_gas} - T_{in_coolant}) \quad \{J\}$$

$$Q_{gas} = C_{gas} (T_{in_gas} - T_{out_gas}) \quad \{J\}$$

$$Q_{coolant} = C_{coolant} (T_{out_coolant} - T_{in_coolant}) \quad \{J\}$$

$$Q_{gas} = Q_{coolant} \quad \{J\}$$

$$Q_{gas} = Q \quad \{J\}$$

$$D_{h_gas} = D_{tubo} \quad \{m\}$$

$$D_{h_coolant} = d_{tuboint} \quad \{m\}$$

$$UA = 1/(R_{térmica_global}) \quad \{W/K\}$$

$$R_{térmica_global} = R_{conv_coolant} + R_{conv_gas} + R_{cond_tubo} + R_{ensuc} \quad \{K/W\}$$

$$R_{conv_coolant} = 1/(h_{coolant} A_1) \quad \{K/W\}$$

$$R_{conv_gas} = 1/(h_{gas} A_2) \quad \{K/W\}$$

$$R_{cond_tubo} = (\ln((D_{tubo}/2)/(d_{tuboint}/2)))/(2 \pi K_{tubo} alto_virola) \quad \{K/W\}$$

$$\{ R_{ensuc} = 0,005/(A_2) \quad \{K/W\}$$

$$R_{ensuc} = 0 \quad \{K/W\}$$

$$A_1 = alto_virola 2 \pi (d_{tuboint}/2) n_{tubos_totales} \quad \{m^2\}$$

$$A_2 = alto_virola 2 \pi (D_{tubo}/2) n_{tubos_totales} \quad \{m^2\}$$

$$NTU = UA/C_{min} \quad \{ \}$$

$$\{eficienciagreco = 1 - \exp(-NTU)\} \quad \{Expresión genérica\}$$

$$eficienciagreco = (1/C) (1 - \exp(-C (1 - \exp(-NTU)))) \quad \{Expresión para contraflujo, un solo paso, fluido de Cmax mezclado y Cmin sin mezclar\}$$

$$Q = eficienciaagreco Q_{max} \quad \{J\}$$

{CÁLCULO DE LOS NÚMEROS ADIMENSIONALES EN LADO GAS Y LADO REFRIGERANTE}

{LADO GAS}

$$Re_{gas} = (densidad_{gas} v_{gas_max} D_{h_gas})/\mu_{gas}$$

$$Pr_{gas} = cp_{gas} \mu_{gas} / K_{gas}$$

$$Nu_{gas} = h_{gas} D_{h_gas}/K_{gas}$$

$$Nu_{gas} = C_1 (Re_{gas}^{0,5}) ((Pr_{gas})^{1/3})$$

$$C_1 = (0,61 ((S_T/D_{tubo})^{0,091}) ((S_L/D_{tubo})^{0,053})/(1 - 2 \exp(-1,09 (S_L/D_{tubo})))$$

{LADO REFRIGERANTE}

$$Re_{coolant} = densidad_{coolant} v_{coolant} D_{h_coolant} / \mu_{coolant} \quad \{El flujo está en desarrollo térmico (Lt) y desarrollado hidrodinamicamente (Lh) ---> FLUJO EN DESARROLLO\}$$

$$L_h = 0,056 Re_{coolant} d_{tuboint}$$

$$L_t = 0,017 Re_{coolant} Pr_{coolant} d_{tuboint}$$

$$Pr_{coolant} = cp_{coolant} \mu_{coolant} / K_{coolant}$$

$$Nu_{coolant} = h_{coolant} D_{h_coolant}/K_{coolant}$$

$$Nu_{coolant} = 3,66 + (0,065 (d_{tuboint}/L_{virola}) Re_{coolant} Pr_{coolant}) / (1 + 0,04 ((d_{tuboint}/L_{virola}) Re_{coolant} Pr_{coolant})^{2/3}) \quad \{Correlación Hausen para flujo laminar entrada en desarrollo térmico Ts cte\}$$

3. ECUACIONES DE MODELADO PARA INTERCAMBIADOR EGR DE BANCO DE TUBOS

LISOS

{El intercambiador de calor de banco de tubos escalonados propuesto tiene como diámetro tubos de 4 mm y espesor de 0,15mm con aletas continuas de este mismo espesor. Propongo un paso adimensional transversal y longitudinal de 1,3 para los tubos por los que circulará un refrigerante 65%-35% agua-etilenglicol.}

{FLUJOS DE LADO REFRIGERADO Y REFRIGERANTE}

$m_{\text{gas}} = 0,015$ {Kg/s}
 $cp_{\text{gas}} = Cp(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}})$ {J/Kg K; Valeo Térmico}
 $T_{\text{in_gas}} = 553,13$ {K}
 $P_{\text{in_gas}} = 300000$ {Pa}
 $\mu_{\text{gas}} = \text{Viscosity}(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}})$ {m² / s, aproximado como aire}
 $K_{\text{gas}} = \text{Conductivity}(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}})$ {W / m K}
 $Tm_{\text{aprox_gas}} = 455,65$ {K}
 $\text{densidad_gas} = \text{Density}(\text{Air}; T=Tm_{\text{aprox_gas}}; P=Pm_{\text{aprox_gas}})$ {Kg/m³}
 $Pm_{\text{aprox_gas}} = 200000$ {Pa, 1 bar aprox 1 atm}
 $G = m_{\text{gas}}/A_{\text{clibre_gas}}$ {Kg / m² s}
 $A_{\text{clibre_gas}} = (n_{\text{tubos_x}}-1) (n_{\text{aletas}}+1) A_{\text{clibre_gas_xy}}$ {m²}
 $A_{\text{clibre_gas_xy}} = \text{espacio_aletas} (S_T-D_{\text{tubo}})$ {m²}
 $A_{\text{ext_gas}} = A_{\text{ext_tubos}} + A_{\text{ext_aletas}}$ {m²}
 $A_{\text{ext_tubos}} = n_{\text{tubos_totales}} (\pi D_{\text{tubo}} L_{\text{tubo}} - n_{\text{aletas}} \pi D_{\text{tubo}} e_{\text{aleta}})$ {m²}
 $A_{\text{ext_aletas}} = n_{\text{aletas}} (2 (L_{\text{virola}} \text{ancho_virola} - n_{\text{tubos_totales}} \pi ((D_{\text{tubo}}/2)^2)) + 2 e_{\text{aleta}} \text{ancho_virola})$ {m²}
 $m_{\text{coolant}} = (\text{caudal_coolant} \text{densidad_coolant})$ {Kg/s}
 $\text{caudal_coolant} = 0,8/3600$ {m³/s}
 $\text{densidad_coolant} = \text{Density}(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {Kg/m³}
 $cp_{\text{coolant}} = Cp(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {J/Kg*K; Valeo Térmico}
 $T_{\text{in_coolant}} = 353,15$ {K}
 $P_{\text{in_coolant}} = 100000$ {Pa}
 $\mu_{\text{coolant}} = \text{Viscosity}(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {Kg / m s}
 $K_{\text{coolant}} = \text{Conductivity}(\text{EG}; T=Tm_{\text{aprox_coolant}}; C=35)$ {W / m K}
 $Tm_{\text{aprox_coolant}} = 354,65$ {K}
 $v_{\text{coolant}} = (m_{\text{coolant}}/n_{\text{tubos_totales}})/(\text{densidad_coolant} (\pi ((d_{\text{int_tubo}}/2)^2)))$ {m/s}

{GEOMETRÍA DE PIEZAS APARATO Y PROPIEDADES}

$\text{ancho_virola} = 0,0508$ {m; Anchura de virola}
 $\text{alto_virola} = 0,077$ {m; Altura de virola}
 $L_{\text{virola}} = 0,220$ {m; Longitud de virola aparato}
 $e_{\text{tubo}} = 0,00015$ {m}
 $d_{\text{int_tubo}} = D_{\text{tubo}} - 2 e_{\text{tubo}}$ {m}
 $D_{\text{tubo}} = 0,004$ {m}
 $L_{\text{tubo}} = \text{alto_virola}$ {m}
 $e_{\text{aleta}} = 0,00015$ {m}
 $n_{\text{aletas}} = 24$ {}
 $L_{\text{tubo}} = e_{\text{aleta}} n_{\text{aletas}} + \text{espacio_aletas} (n_{\text{aletas}}+1)$ {m}
 $n_{\text{tubos_totales}} = n_{\text{tubos_x}} n_{\text{tubos_y}} - (n_{\text{tubos_y}}/2)$ {nº de tubos en Y pares para cálculo sin decimales}
 $n_{\text{tubos_x}} = 9$ {-}

$n_{\text{tubos}_y} = 40$ {-}
 $\text{calculo_tubos}_y = (L_{\text{virola}} - D_{\text{tubo}}) / (S_L)$ {-}
 $\text{calculo_tubos}_x = (\text{ancho_virola} - D_{\text{tubo}}) / (S_T)$ {-}

$S_T / D_{\text{tubo}} = 1,3$ {-}
 $S_L / D_{\text{tubo}} = 1,3$ {-}

$K_{\text{tubo}} = 47$ {W / m K; acero inoxidable}
 $K_{\text{tubo}} = K_{\text{aleta}}$ {W / m K; acero inoxidable}

$\text{volumen_bancodetubos} = v_{\text{aletas}} + v_{\text{tubos}}$ {m³}
 $v_{\text{aletas}} = A_{\text{aleta}} e_{\text{aleta}} n_{\text{aletas}} n_{\text{tubos_totales}}$ {m³}
 $v_{\text{tubos}} = (\pi ((D_{\text{tubo}}/2)^2 - (d_{\text{int_tubo}}/2)^2)) L_{\text{tubo}} n_{\text{tubos_totales}}$ {m³}

$\text{peso_bancodetubos} = \text{densidad_aceroINOX} \text{volumen_bancodetubos}$ {Kg}
 $\text{densidad_aceroINOX} = 7900$ {Kg/m³}

{ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR POR EL MÉTODO E-NTU}

$C_{\text{coolant}} = m_{\text{coolant}} c_{p_coolant}$ {W/K}
 $C_{\text{gas}} = m_{\text{gas}} c_{p_gas}$ {W/K}
 $C_{\text{min}} = \min(C_{\text{coolant}}; C_{\text{gas}})$ {W/K}
 $C_{\text{max}} = \max(C_{\text{coolant}}; C_{\text{gas}})$ {W/K}
 $C = C_{\text{min}} / C_{\text{max}}$

$Q_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_{\text{in_gas}} - T_{\text{in_coolant}})$ {J}
 $Q_{\text{gas}} = C_{\text{gas}} (T_{\text{in_gas}} - T_{\text{out_gas}})$ {J}
 $Q_{\text{coolant}} = C_{\text{coolant}} (T_{\text{out_coolant}} - T_{\text{in_coolant}})$ {J}
 $Q_{\text{gas}} = Q_{\text{coolant}}$ {J}
 $Q_{\text{gas}} = Q$ {J}

$D_{h_gas} = 4 A_{\text{libre_gas}} L_{\text{virola}} / A_{\text{ext_gas}}$ {m}

$D_{h_coolant} = d_{\text{int_tubo}}$ {m}

$UA = 1 / (R_{\text{térmica_global}})$ {W/K}

$R_{\text{térmica_global}} = R_{\text{conv_coolant}} + R_{\text{cond_tubo}} + R_{\text{conv_gas}} + R_{\text{ensuciamiento}}$ {K/W}

$R_{\text{conv_coolant}} = 1 / (h_{\text{coolant}} n_{\text{tubos_totales}} A_1)$ {K/W}
 $A_1 = L_{\text{tubo}} \pi d_{\text{int_tubo}}$ {m²}
 $R_{\text{conv_gas}} = 1 / (h_{\text{gas}} (A_{\text{huecos}} + \text{rend_aleta}} A_{\text{aleta}} n_{\text{aletas}} n_{\text{tubos_totales}}))$ {K/W}
 $A_{\text{huecos}} = n_{\text{tubos_totales}} (n_{\text{aletas}} + 1) (\text{espacio_aletas}} \pi D_{\text{tubo}})$ {m²}

$m_{\text{aleta}} = ((2 h_{\text{gas}}) / (K_{\text{aleta}} e_{\text{aleta}}))^{0,5}$ {}
 $L_{\text{aleta}} = S_T / 2 - D_{\text{tubo}} / 2$ {m}
 $r1_{\text{aleta}} = D_{\text{tubo}} / 2$ {m}
 $r2_{\text{aleta}} = r1_{\text{aleta}} + L_{\text{aleta}}$ {m}
 $r2c_{\text{aleta}} = r2_{\text{aleta}} + e_{\text{aleta}} / 2$ {m}
 $A_{\text{aleta}} = 2 \pi (r2c_{\text{aleta}}^2 - r1_{\text{aleta}}^2)$ {m²}
 $C2_{\text{aleta}} = (2 r1_{\text{aleta}} / m_{\text{aleta}}) / (r2c_{\text{aleta}}^2 - r1_{\text{aleta}}^2)$ {}
 $\text{rend_aleta} = C2_{\text{aleta}} (k1_{r1} I1_{r2c} - I1_{r1} K1_{r2c}) / (I0_{r1} K1_{r2c} + K0_{r1} I1_{r2c})$ {}

$k1_{r1} = \text{Bessel_K1}(m_{\text{aleta}} r1_{\text{aleta}})$ {}
 $k1_{r2c} = \text{Bessel_K1}(m_{\text{aleta}} r2c_{\text{aleta}})$ {}
 $I1_{r1} = \text{Bessel_I1}(m_{\text{aleta}} r1_{\text{aleta}})$ {}
 $I1_{r2c} = \text{Bessel_I1}(m_{\text{aleta}} r2c_{\text{aleta}})$ {}
 $k0_{r1} = \text{Bessel_K0}(m_{\text{aleta}} r1_{\text{aleta}})$ {}
 $I0_{r1} = \text{Bessel_I0}(m_{\text{aleta}} r1_{\text{aleta}})$ {}

$$\text{rend_total_ba} = 1 - (A_{\text{aleta}} n_{\text{aletas}} n_{\text{tubos_totales}} / (A_{\text{huecos}} + A_{\text{aleta}} n_{\text{aletas}} n_{\text{tubos_totales}})) (1 - \text{rend_aleta}) \{ \}$$

$$R_{\text{cond_tubo}} = (\ln(r2_{\text{tubo}}/r1_{\text{tubo}})) / (2 \pi K_{\text{tubo}} L_{\text{tubo}} n_{\text{tubos_totales}}) \{K/W\}$$

$$r1_{\text{tubo}} = d_{\text{int_tubo}}/2 \{m\}$$

$$r2_{\text{tubo}} = D_{\text{tubo}}/2 \{m\}$$

$$R_{\text{ensuciamiento}} = (0,005) / (\text{rend_total_ba} A_{\text{ext_gas}}) \{K/W\}$$

$$NTU = UA/C_{\text{min}} \{ \}$$

$$\{\text{eficienciagreco} = 1 - \exp(-NTU) \quad \{\text{Expresión genérica}\}\}$$

$$\text{eficienciagreco} = 1 - \exp(-((NTU^{0,22})/C) (\exp(-C NTU^{0,78}) - 1)) \{\text{Expresión para batería de aire, tipo radiadores}\}$$

$$Q = \text{eficienciagreco} Q_{\text{max}} \{J\}$$

{CÁLCULO DE LOS NÚMEROS ADIMENSIONALES EN LADO GAS Y LADO REFRIGERANTE}

{LADO GAS}

$$Re_{\text{gas}} = G D_{\text{h_gas}} / \mu_{\text{gas}}$$

$$Pr_{\text{gas}} = c_{p_gas} \mu_{\text{gas}} / K_{\text{gas}}$$

$$Nu_{\text{gas}} = h_{\text{gas}} D_{\text{h_gas}} / K_{\text{gas}}$$

$$Nu_{\text{gas}} = 2,6653 (Re_{\text{gas}}^{0,3175}) ((S_{\text{T}}/D_{\text{tubo}})^{-0,8732}) ((S_{\text{L}}/D_{\text{tubo}})^{-0,5618})$$

{Correlación específica de Kong et al. para bancos de tubos con aletas continuas, error menor al 10%. 800 < Re_{gas} < 13.000}

{LADO REFRIGERANTE}

$$Re_{\text{coolant}} = \text{densidad_coolant} v_{\text{coolant}} D_{\text{h_coolant}} / \mu_{\text{coolant}}$$

$$Pr_{\text{coolant}} = c_{p_coolant} \mu_{\text{coolant}} / K_{\text{coolant}}$$

$$Le_{\text{h}} = 0,056 Re_{\text{coolant}} d_{\text{int_tubo}}$$

$$Le_{\text{t}} = 0,033 Re_{\text{coolant}} Pr_{\text{coolant}} d_{\text{int_tubo}}$$

$$Gz = Re_{\text{coolant}} Pr_{\text{coolant}} d_{\text{int_tubo}} / Le_{\text{t}}$$

{Longitud de entrada hidráulica}

{Longitud de entrada térmica}

{Número de Graetz para el cálculo de Nusselt lado refrigerante}

$$Nu_{\text{coolant}} = h_{\text{coolant}} D_{\text{h_coolant}} / K_{\text{coolant}}$$

$$Nu_{\text{coolant}} = 3,66 + 0,104 Gz / (1 + 0,016 Gz^{2/3})$$

{correlación en función de Longitud de entrada hidrodinámica y Longitud de entrada térmica; Le_h aprox del rango de Le_t}

ANEXO II – RESULTADOS DEL MODELADO

ÍNDICE

1. Resultados modelado intercambiador EGR Greco 1
 - 1.1. Modelado intercambiador EGR Greco 1 sin ensuciamiento
 - 1.1.1. Flujo másico gas: 0,005 Kg/s
 - 1.1.2. Flujo másico gas: 0,010 Kg/s
 - 1.1.3. Flujo másico gas: 0,015 Kg/s
 - 1.1.4. Flujo másico gas: 0,020 Kg/s
 - 1.1.5. Flujo másico gas: 0,025 Kg/s
 - 1.2. Modelado intercambiador EGR Greco 1 con ensuciamiento
 - 1.2.1. Flujo másico gas: 0,005 Kg/s
 - 1.2.2. Flujo másico gas: 0,010 Kg/s
 - 1.2.3. Flujo másico gas: 0,015 Kg/s
 - 1.2.4. Flujo másico gas: 0,020 Kg/s
 - 1.2.5. Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

2. Resultados modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos
 - 2.1. Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos sin ensuciamiento
 - 2.1.1. Flujo másico gas: 0,005 Kg/s
 - 2.1.2. Flujo másico gas: 0,010 Kg/s
 - 2.1.3. Flujo másico gas: 0,015 Kg/s
 - 2.1.4. Flujo másico gas: 0,020 Kg/s
 - 2.1.5. Flujo másico gas: 0,025 Kg/s
 - 2.2. Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos con ensuciamiento
 - 2.2.1. Flujo másico gas: 0,005 Kg/s
 - 2.2.2. Flujo másico gas: 0,010 Kg/s
 - 2.2.3. Flujo másico gas: 0,015 Kg/s
 - 2.2.4. Flujo másico gas: 0,020 Kg/s
 - 2.2.5. Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

3. Resultados modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas
 - 3.1. Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento
 - 3.1.1. Flujo másico gas: 0,005 Kg/s
 - 3.1.2. Flujo másico gas: 0,010 Kg/s
 - 3.1.3. Flujo másico gas: 0,015 Kg/s
 - 3.1.4. Flujo másico gas: 0,020 Kg/s
 - 3.1.5. Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

3.2. Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas con ensuciamiento

3.2.1. Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

3.2.2. Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

3.2.3. Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

3.2.4. Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

3.2.5. Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.1 Modelado intercambiador EGR Greco 1 sin ensuciamiento

1.1.1 Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 5,113	densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,997	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 124	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 162,4	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	V _{gas} = 7,883	n _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 1019	Q _{max} = 1023	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,3704	R3 _{ensuc} = 0
R4 _{conv,aletas} = 0,02064	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,01446	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,955	rend _{tot} = 0,9681	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,3872	R ₃ = 0,3872	R ₄ = 0,01844
R _{conv,gas} = 0,8419	R _{térmica,global} = 0,0142	s = 0,0019
T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1	T _{out,coolant} = 354,3
V _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347	V _{gas,tubo} = 2,102
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,005985
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 5,113	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,0302	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,005	NTU = 13,77
n _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{m_{aprox,gas}} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 1019	Q _{coolant} = 1019
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,08669
R2 _{conv,gas} = 0,3704	R2 _{ensuc} = 0	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,04825	R4 _{ensuc,aletas} = 0	R4 _{ensuc,huecos} = 0
Re _{gas} = 294	Re _{gas,JyW} = 720,6	R ₁ = 0,09063
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
t = 0,0002	T _{m_{aprox,coolant}} = 354,7	T _{m_{aprox,gas}} = 463,2
T _{out,gas} = 353,7	UA = 70,42	volumen _{tubos} = 0,0001179
V _{tubos} = 0,00005852		

Imagen 1. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en limpio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.1 Modelado intercambiador EGR Greco 1 sin ensuciamiento

1.1.2 Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho_virolo = 0,0508	anchura_tubo,exterior = 0,02165	anchura_tubo,interior = 0,02115
caudal_coolant = 0,0002222	cp_coolant = 3811	cp_gas = 1023
C _{min} = 10,23	densidad_aceroINOX = 7900	densidad_coolant = 1009
eficienciagreco = 0,9939	e_laminaNi = 0,00005	e_perturbador = 0,0002
h _{gas} = 175,3	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K_perturbador = 47	K _{tubo} = 47
m = 193,1	μ_coolant = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	V _{gas} = 11,15	η _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 2033	Q _{max} = 2045	R _{1cond,Ni} = 0,00001027
R _{1ensuc} = 0	R _{2cond,tubo} = 0,0002442	R _{2conv,coolant} = 0,01654
R _{3conv,coolant} = 0,01654	R _{3conv,gas} = 0,2619	R _{3ensuc} = 0
R _{4conv,aletas} = 0,01486	R _{4conv,bancoaletas} = 0,01035	R _{4conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9378	rend _{tot} = 0,9558	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,2787	R ₃ = 0,2787	R ₄ = 0,01434
R _{conv,gas} = 0,5955	R _{térmica,global} = 0,01084	s = 0,0019
T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1	T _{out,coolant} = 355,5
V _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347	V _{gas,tubo} = 4,204
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,01197
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 10,23	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,02136	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,01	NTU = 9,021
n _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{máx,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 2033	Q _{coolant} = 2033
R _{1cond,tubo} = 0,00005716	R _{1conv,coolant} = 0,003872	R _{1conv,gas} = 0,0613
R _{2conv,gas} = 0,2619	R _{2ensuc} = 0	R _{3cond,tubo} = 0,0002442
R _{4cond,aletas} = 0,00004573	R _{4cond,Ni} = 0,00001027	R _{4cond,tubo} = 0,00005716
R _{4conv,huecos} = 0,03412	R _{4ensuc,aletas} = 0	R _{4ensuc,huecos} = 0
Re _{gas} = 588	Re _{gas,JyW} = 874,2	R ₁ = 0,06524
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
t = 0,0002	T _{máx,aprox,coolant} = 354,7	T _{máx,aprox,gas} = 463,2
T _{out,gas} = 354,4	UA = 92,25	volumen _{tubos} = 0,0001179
V _{tubos} = 0,00005852		

Imagen 2. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en limpio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.1 Modelado intercambiador EGR Greco 1 sin ensuciamiento

1.1.3 Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo, exterior} = 0,02165	anchura _{tubo, interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 15,34	densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9902	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 214,7	h _{tubo, exterior} = 0,00555	h _{tubo, interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 213,7	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
v _{coolant} = 26,1	v _{gas} = 13,65	η _{pasos, perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in, coolant} = 100000
Q _{gas} = 3037	Q _{max} = 3068	R1 _{cond, Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0	R2 _{cond, tubo} = 0,0002442	R2 _{conv, coolant} = 0,01654
R3 _{conv, coolant} = 0,01654	R3 _{conv, gas} = 0,2138	R3 _{ensuc} = 0
R4 _{conv, aletas} = 0,0123	R4 _{conv, bancoaletas} = 0,008534	R4 _{conv, coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9251	rend _{tot} = 0,9468	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,2306	R ₃ = 0,2306	R ₄ = 0,01252
R _{conv, gas} = 0,4863	R _{térmica, global} = 0,00934	s = 0,0019
T _{in, coolant} = 353,2	T _{in, gas} = 553,1	T _{out, coolant} = 356,7
v _{aletas} = 0,0000594	v _{coolant} = 0,1347	v _{gas, tubo} = 6,306
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot, bancoaletas} = 0,5764	C = 0,01796
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 15,34	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h, coolant} = 0,004643	D _{h, JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,01744	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,015	NTU = 6,98
η _{tubos} = 20	peso _{Greco, 1} = 0,9316	P _{m, aprox, gas} = 200000
P _{in, gas} = 300000	Q = 3037	Q _{coolant} = 3037
R1 _{cond, tubo} = 0,00005716	R1 _{conv, coolant} = 0,003872	R1 _{conv, gas} = 0,05005
R2 _{conv, gas} = 0,2138	R2 _{ensuc} = 0	R3 _{cond, tubo} = 0,0002442
R4 _{cond, aletas} = 0,00004573	R4 _{cond, Ni} = 0,00001027	R4 _{cond, tubo} = 0,00005716
R4 _{conv, huecos} = 0,02786	R4 _{ensuc, aletas} = 0	R4 _{ensuc, huecos} = 0
Re _{gas} = 882,1	Re _{gas, JyW} = 965,4	R ₁ = 0,05399
R _{cond, int} = 0,0006485	R _{cond, Ni} = 0,00002055	R _{conv, coolant} = 0,04083
t = 0,0002	T _{m, aprox, coolant} = 354,7	T _{m, aprox, gas} = 463,2
T _{out, gas} = 355,1	UA = 107,1	volumen _{tubos} = 0,0001179
v _{tubos} = 0,00005852		

Imagen 3. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en limpio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.1 Modelado intercambiador EGR Greco 1 sin ensuciamiento

1.1.4 Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 20,45	densidad _{acerolNOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9852	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 247,9	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 229,7	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	v _{gas} = 15,77	η _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 4029	Q _{max} = 4090	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,1852	R3 _{ensuc} = 0
R4 _{conv,aletas} = 0,01078	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,007449	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9147	rend _{tot} = 0,9394	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,202	R ₃ = 0,202	R ₄ = 0,01143
R _{conv,gas} = 0,4212	R _{térmica,global} = 0,008438	s = 0,0019
T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1	T _{out,coolant} = 357,9
V _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347	V _{gas,tubo} = 8,408
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,02394
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 20,45	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	η _{coolant} = 2776
j = 0,0151	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,02	NTU = 5,794
n _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{máx,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 4029	Q _{coolant} = 4029
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,04334
R2 _{conv,gas} = 0,1852	R2 _{ensuc} = 0	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,02412	R4 _{ensuc,aletas} = 0	R4 _{ensuc,huecos} = 0
Re _{gas} = 1176	Re _{gas,JyW} = 1029	R ₁ = 0,04728
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
t = 0,0002	T _{máx,aprox,coolant} = 354,7	T _{máx,aprox,gas} = 463,2
T _{out,gas} = 356,1	UA = 118,5	volumen _{tubos} = 0,0001179
V _{tubos} = 0,00005852		

Imagen 4. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en limpio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.1 Modelado intercambiador EGR Greco 1 sin ensuciamiento

1.1.5 Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cP _{coolant} = 3811	cP _{gas} = 1023
C _{min} = 25,57	densidad _{aceroNOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9787	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 277,2	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 242,8	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	v _{gas} = 17,63	η _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 5003	Q _{max} = 5113	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,1656	R3 _{ensuc} = 0
R4 _{conv,aletas} = 0,009734	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,006708	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9057	rend _{tot} = 0,9331	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,1824	R ₃ = 0,1824	R ₄ = 0,01069
R _{conv,gas} = 0,3768	R _{térmica,global} = 0,007819	s = 0,0019
T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1	T _{out,coolant} = 359
V _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347	v _{gas,tubo} = 10,51
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,02993
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 25,57	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,01351	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,025	NTU = 5,003
η _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{máprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 5003	Q _{coolant} = 5003
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,03877
R2 _{conv,gas} = 0,1656	R2 _{ensuc} = 0	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,02158	R4 _{ensuc,aletas} = 0	R4 _{ensuc,huecos} = 0
Re _{gas} = 1470	Re _{gas,JyW} = 1078	R ₁ = 0,04271
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
t = 0,0002	T _{máprox,coolant} = 354,7	T _{máprox,gas} = 463,2
T _{out,gas} = 357,4	UA = 127,9	volumen _{tubos} = 0,0001179
v _{tubos} = 0,00005852		

Imagen 5. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en limpio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.2 Modelado intercambiador EGR Greco 1 con ensuciamiento

1.2.1 Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 5,113	densidad _{acero/NOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9969	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 124	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 162,4	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	V _{gas} = 7,883	η _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 1019	Q _{max} = 1023	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0,05373	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,3704	R3 _{ensuc} = 0,2296
R4 _{conv,aletas} = 0,03344	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,02342	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,955	rend _{tot} = 0,9681	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,6168	R ₃ = 0,6168	R ₄ = 0,0274
R _{conv,gas} = 0,8509	R _{ensuciamiento} = 0,007012	R _{térmica,global} = 0,02143
T _{m,aprox,gas} = 463,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{tubos} = 0,0001179	v _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,005985
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 5,113	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,0302	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,005	NTU = 9,126
n _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 1019	Q _{coolant} = 1019
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,08669
R2 _{conv,gas} = 0,3704	R2 _{ensuc} = 0,2296	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,07815	R4 _{ensuc,aletas} = 0,01279	R4 _{ensuc,huecos} = 0,0299
Re _{gas} = 294	Re _{gas,JyW} = 720,6	R ₁ = 0,1444
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
s = 0,0019	t = 0,0002	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 354,3	T _{out,gas} = 353,8	UA = 46,66
V _{gas,tubo} = 2,102	V _{tubos} = 0,00005852	

Imagen 6. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en sucio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.2 Modelado intercambiador EGR Greco 1 con ensuciamiento

1.2.2 Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 10,23	densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9895	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 175,3	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 193,1	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
v _{coolant} = 26,1	v _{gas} = 11,15	η _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 2024	Q _{max} = 2045	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0,05373	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,2619	R3 _{ensuc} = 0,2296
R4 _{conv,aletas} = 0,02789	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,01943	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9378	rend _{tot} = 0,9558	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,5083	R ₃ = 0,5083	R ₄ = 0,02341
R _{conv,gas} = 0,6045	R _{ensuciamiento} = 0,007012	R _{térmica,global} = 0,01817
T _{m,aprox,gas} = 463,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{tubos} = 0,0001179	Valetas = 0,0000594	v _{coolant} = 0,1347
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,01197
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 10,23	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,02136	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,01	NTU = 5,383
n _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 2024	Q _{coolant} = 2024
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,0613
R2 _{conv,gas} = 0,2619	R2 _{ensuc} = 0,2296	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,06402	R4 _{ensuc,aletas} = 0,01303	R4 _{ensuc,huecos} = 0,0299
Re _{gas} = 588	Re _{gas,JyW} = 874,2	R ₁ = 0,119
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
s = 0,0019	t = 0,0002	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 355,5	T _{out,gas} = 355,2	UA = 55,05
v _{gas,tubo} = 4,204	v _{tubos} = 0,00005852	

Imagen 7. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en sucio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.2 Modelado intercambiador EGR Greco 1 con ensuciamiento

1.2.3 Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 15,34	densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9711	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 214,7	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 213,7	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	V _{gas} = 13,65	n _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 2979	Q _{max} = 3068	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0,05373	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,2138	R3 _{ensuc} = 0,2296
R4 _{conv,aletas} = 0,02551	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,0177	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9251	rend _{tot} = 0,9468	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,4602	R ₃ = 0,4602	R ₄ = 0,02168
R _{conv,gas} = 0,4954	R _{ensuciamiento} = 0,007012	R _{térmica,global} = 0,01674
T _{mprox,gas} = 463,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{tubos} = 0,0001179	V _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,01796
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 15,34	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,01744	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,015	NTU = 3,895
n _{tubos} = 20	peso _{Greco,1} = 0,9316	P _{mprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 2979	Q _{coolant} = 2979
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,05005
R2 _{conv,gas} = 0,2138	R2 _{ensuc} = 0,2296	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,05776	R4 _{ensuc,aletas} = 0,01321	R4 _{ensuc,huecos} = 0,0299
Re _{gas} = 882,1	Re _{gas,JyW} = 965,4	R ₁ = 0,1077
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
s = 0,0019	t = 0,0002	T _{mprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 356,6	T _{out,gas} = 358,9	UA = 59,75
V _{gas,tubo} = 6,306	V _{tubos} = 0,00005852	

Imagen 8. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en sucio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.2 Modelado intercambiador EGR Greco 1 con ensuciamiento

1.2.4 Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo, exterior} = 0,02165	anchura _{tubo, interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 20,45	densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9431	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 247,9	h _{tubo, exterior} = 0,00555	h _{tubo, interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 229,7	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
V _{coolant} = 26,1	V _{gas} = 15,77	η _{pasos, perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in, coolant} = 100000
Q _{gas} = 3857	Q _{max} = 4090	R1 _{cond, Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0,05373	R2 _{cond, tubo} = 0,0002442	R2 _{conv, coolant} = 0,01654
R3 _{conv, coolant} = 0,01654	R3 _{conv, gas} = 0,1852	R3 _{ensuc} = 0,2296
R4 _{conv, aletas} = 0,02414	R4 _{conv, bancoaletas} = 0,01668	R4 _{conv, coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9147	rend _{tot} = 0,9394	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,4316	R ₃ = 0,4316	R ₄ = 0,02067
R _{conv, gas} = 0,4304	R _{ensuciamiento} = 0,007012	R _{térmica, global} = 0,01589
T _{m, aprox, gas} = 463,2	T _{in, coolant} = 353,2	T _{in, gas} = 553,1
volumen _{tubos} = 0,0001179	v _{aletas} = 0,0000594	V _{coolant} = 0,1347
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot, bancoaletas} = 0,5764	C = 0,02394
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 20,45	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h, coolant} = 0,004643	D _{h, JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,0151	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,02	NTU = 3,076
n _{tubos} = 20	peso _{Greco, 1} = 0,9316	P _{m, aprox, gas} = 200000
P _{in, gas} = 300000	Q = 3857	Q _{coolant} = 3857
R1 _{cond, tubo} = 0,00005716	R1 _{conv, coolant} = 0,003872	R1 _{conv, gas} = 0,04334
R2 _{conv, gas} = 0,1852	R2 _{ensuc} = 0,2296	R3 _{cond, tubo} = 0,0002442
R4 _{cond, aletas} = 0,00004573	R4 _{cond, Ni} = 0,00001027	R4 _{cond, tubo} = 0,00005716
R4 _{conv, huecos} = 0,05403	R4 _{ensuc, aletas} = 0,01336	R4 _{ensuc, huecos} = 0,0299
Re _{gas} = 1176	Re _{gas, JyW} = 1029	R ₁ = 0,101
R _{cond, int} = 0,0006485	R _{cond, Ni} = 0,00002055	R _{conv, coolant} = 0,04083
s = 0,0019	t = 0,0002	T _{m, aprox, coolant} = 354,7
T _{out, coolant} = 357,7	T _{out, gas} = 364,5	UA = 62,92
V _{gas, tubo} = 8,408	V _{tubos} = 0,00005852	

Imagen 9. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en sucio.

1. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR GRECO 1

1.2 Modelado intercambiador EGR Greco 1 con ensuciamiento

1.2.5 Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

A1 = 0,09306	A2 = 0,02178	A3 = 0,02178
ancho _{virola} = 0,0508	anchura _{tubo,exterior} = 0,02165	anchura _{tubo,interior} = 0,02115
caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1023
C _{min} = 25,57	densidad _{acero/NOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009
eficienciagreco = 0,9095	e _{laminaNi} = 0,00005	e _{perturbador} = 0,0002
h _{gas} = 277,2	h _{tubo,exterior} = 0,00555	h _{tubo,interior} = 0,00495
K _{Ni} = 52,3	K _{perturbador} = 47	K _{tubo} = 47
m = 242,8	μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002539
v _{coolant} = 26,1	v _{gas} = 17,63	n _{pasos,perturbador} = 5
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6995	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 4650	Q _{max} = 5113	R1 _{cond,Ni} = 0,00001027
R1 _{ensuc} = 0,05373	R2 _{cond,tubo} = 0,0002442	R2 _{conv,coolant} = 0,01654
R3 _{conv,coolant} = 0,01654	R3 _{conv,gas} = 0,1656	R3 _{ensuc} = 0,2296
R4 _{conv,aletas} = 0,02322	R4 _{conv,bancoaletas} = 0,016	R4 _{conv,coolant} = 0,003872
rend _{aleta} = 0,9057	rend _{tot} = 0,9331	Re _{coolant} = 913,7
R ₂ = 0,412	R ₃ = 0,412	R ₄ = 0,01999
R _{conv,gas} = 0,3861	R _{ensuciamiento} = 0,007012	R _{térmica,global} = 0,01533
T _{m,aprox,gas} = 463,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{tubos} = 0,0001179	v _{aletas} = 0,0000594	v _{coolant} = 0,1347
A4 = 0,1672	A5 = 0,4092	alto _{virola} = 0,077
A _{coolant} = 0,00165	A _{tot,bancoaletas} = 0,5764	C = 0,02993
C _{coolant} = 854,3	C _{gas} = 25,57	C _{max} = 854,3
densidad _{gas} = 1,504	D _{h,coolant} = 0,004643	D _{h,JyW} = 0,002361
e _{tubo} = 0,00025	h = 0,00465	h _{coolant} = 2776
j = 0,01351	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03713
l = 0,00635	L _{rend} = 0,002325	L _{tubo} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,025	NTU = 2,552
n _{tubos} = 20	pesoGreco,1 = 0,9316	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 4650	Q _{coolant} = 4650
R1 _{cond,tubo} = 0,00005716	R1 _{conv,coolant} = 0,003872	R1 _{conv,gas} = 0,03877
R2 _{conv,gas} = 0,1656	R2 _{ensuc} = 0,2296	R3 _{cond,tubo} = 0,0002442
R4 _{cond,aletas} = 0,00004573	R4 _{cond,Ni} = 0,00001027	R4 _{cond,tubo} = 0,00005716
R4 _{conv,huecos} = 0,05148	R4 _{ensuc,aletas} = 0,01349	R4 _{ensuc,huecos} = 0,0299
Re _{gas} = 1470	Re _{gas,JyW} = 1078	R ₁ = 0,09644
R _{cond,int} = 0,0006485	R _{cond,Ni} = 0,00002055	R _{conv,coolant} = 0,04083
s = 0,0019	t = 0,0002	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 358,6	T _{out,gas} = 371,2	UA = 65,25
v _{gas,tubo} = 10,51	v _{tubos} = 0,00005852	

Imagen 10. Resultados Intercambiador de calor EGR Greco 1 en sucio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos sin ensuciamiento

2.1.1 Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 5,131	C _{max} = 854,3	C _{min} = 5,131
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h_{coolant} = 651,1	h_{gas} = 305,2	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,005	NTU = 10,57	V_{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 1023	Q _{coolant} = 1023
Re_{gas} = 847,5	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T_{out,coolant} = 354,3	T_{out,gas} = 353,8	UA = 54,24
v _{gas,max} = 3,841	v _{tubos} = 0,0000475	
A ₂ = 0,329	C = 0,006006	calculo _{tubos,x} = 9
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,997	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v_{gas} = 31,75	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 1023	Q _{max} = 1026	Re_{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,009959	R _{ensuc} = 0	R _{térmica,global} = 0,01843
T _{m,aprox,gas} = 483,2	T_{in,coolant} = 353,2	T_{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 0,8863

Imagen 11. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en limpio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos sin ensuciamiento

2.1.2 Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 10,26	C _{max} = 854,3	C _{min} = 10,26
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h _{coolant} = 651,1	h _{gas} = 431,6	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,01	NTU = 6,28	V _{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 2036	Q _{coolant} = 2036
Re _{gas} = 1695	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 355,5	T _{out,gas} = 354,7	UA = 64,44
v _{gas,max} = 7,681	v _{tubos} = 0,0000475	
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,9922	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v _{gas} = 44,91	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 2036	Q _{max} = 2052	Re _{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,007042	R _{ensuc} = 0	R _{térmica,global} = 0,01552
T _{m,aprox,gas} = 483,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 1,773

Imagen 12. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en limpio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos sin ensuciamiento

2.1.3 Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 15,39	C _{max} = 854,3	C _{min} = 15,39
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h _{coolant} = 651,1	h _{gas} = 528,6	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,015	NTU = 4,567	V _{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 3019	Q _{coolant} = 3019
Re _{gas} = 2542	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 356,7	T _{out,gas} = 357	UA = 70,3
v _{gas,max} = 11,52	v _{tubos} = 0,0000475	calculo _{tubos,x} = 9
A ₂ = 0,329	C = 0,01802	C _{coolant} = 854,3
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	densidad _{gas} = 1,442
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	e _{tubo} = 0,00015
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,9808	L _h = 0,05827
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	m _{coolant} = 0,2242
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	n _{tubos,x} = 9
v _{gas} = 55	n _{tubos,totales} = 340	P _{in,coolant} = 100000
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	Re _{coolant} = 281,2
Q _{gas} = 3019	Q _{max} = 3078	R _{térmica,global} = 0,01423
R _{conv,gas} = 0,00575	R _{ensuc} = 0	T _{in,gas} = 553,1
T _{m,aprox,gas} = 483,2	T _{in,coolant} = 353,2	v _{gas} = 2,659
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	

Imagen 13. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en limpio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos sin ensuciamiento

2.1.4 Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 20,52	C _{max} = 854,3	C _{min} = 20,52
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h _{coolant} = 651,1	h _{gas} = 610,4	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,02	NTU = 3,621	v _{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m_{aprox,gas}} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 3948	Q _{coolant} = 3948
Re _{gas} = 3390	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m_{aprox,coolant}} = 354,7
T _{out,coolant} = 357,8	T _{out,gas} = 360,8	UA = 74,32
v _{gas,max} = 15,36	v _{tubos} = 0,0000475	
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,962	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v _{gas} = 63,51	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 3948	Q _{max} = 4104	Re _{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,00498	R _{ensuc} = 0	R _{térmica,global} = 0,01346
T _{m_{aprox,gas}} = 483,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 3,545

Imagen 14. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en limpio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos sin ensuciamiento

2.1.5 Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 25,65	C _{max} = 854,3	C _{min} = 25,65
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h _{coolant} = 651,1	h _{gas} = 682,5	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,025	NTU = 3,015	v _{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 4810	Q _{coolant} = 4810
Re _{gas} = 4237	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 358,8	T _{out,gas} = 365,6	UA = 77,34
v _{gas,max} = 19,2	v _{tubos} = 0,0000475	
A ₂ = 0,329	C = 0,03003	calculo _{tubos,x} = 9
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,9375	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v _{gas} = 71	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 4810	Q _{max} = 5130	Re _{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,004454	R _{ensuc} = 0	R _{térmica,global} = 0,01293
T _{m,aprox,gas} = 483,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 4,432

Imagen 15. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en limpio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos con ensuciamiento

2.2.2 Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 5,131	C _{max} = 854,3	C _{min} = 5,131
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h _{coolant} = 651,1	h _{gas} = 305,2	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,005	NTU = 5,795	V _{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 1020	Q _{coolant} = 1020
Re _{gas} = 847,5	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 354,3	T _{out,gas} = 354,4	UA = 29,73
v _{gas,max} = 3,841	v _{tubos} = 0,0000475	
A ₂ = 0,329	C = 0,006006	calculo _{tubos,x} = 9
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,994	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v _{gas} = 31,75	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 1020	Q _{max} = 1026	Re _{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,009959	R _{ensuc} = 0,0152	R _{térmica,global} = 0,03363
T _{m,aprox,gas} = 483,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 0,8863

Imagen 16. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en sucio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos con ensuciamiento

2.2.2 Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

$alto_{virola} = 0,077$	$ancho_{virola} = 0,0508$	$A_1 = 0,3043$
$calculo_{tubos,y} = 41,54$	$caudal_{coolant} = 0,0002222$	$cp_{coolant} = 3811$
$C_{gas} = 10,26$	$C_{max} = 854,3$	$C_{min} = 10,26$
$D_{h,coolant} = 0,0037$	$D_{h,gas} = 0,004$	$D_{tubo} = 0,004$
$h_{coolant} = 651,1$	$h_{gas} = 431,6$	$K_{coolant} = 0,4937$
$L_t = 0,09425$	$L_{tubo} = 0,077$	$L_{virola} = 0,22$
$m_{gas} = 0,01$	$NTU = 3,173$	$v_{coolant} = 4,879$
$n_{tubos,y} = 40$	$peso_{bancodetubos} = 0,3752$	$P_{m,aprox,gas} = 200000$
$P_{in,gas} = 300000$	$Q = 1955$	$Q_{coolant} = 1955$
$Re_{gas} = 1695$	$R_{cond,tubo} = 0,003429$	$R_{conv,coolant} = 0,005047$
$S_L = 0,0052$	$S_T = 0,0052$	$T_{m,aprox,coolant} = 354,7$
$T_{out,coolant} = 355,4$	$T_{out,gas} = 362,6$	$UA = 32,56$
$v_{gas,max} = 7,681$	$v_{tubos} = 0,0000475$	$calculo_{tubos,x} = 9$
$A_2 = 0,329$	$C = 0,01201$	$C_{coolant} = 854,3$
$cp_{gas} = 1026$	$C_1 = 1,23$	$densidad_{gas} = 1,442$
$densidad_{aceroINOX} = 7900$	$densidad_{coolant} = 1009$	$e_{tubo} = 0,00015$
$d_{tuboint} = 0,0037$	$eficienciagreco = 0,9526$	$L_h = 0,05827$
$K_{gas} = 0,03845$	$K_{tubo} = 47$	$m_{coolant} = 0,2242$
$\mu_{coolant} = 0,0006903$	$\mu_{gas} = 0,00002614$	$n_{tubos,x} = 9$
$v_{gas} = 44,91$	$n_{tubos,totales} = 340$	$P_{in,coolant} = 100000$
$Pr_{coolant} = 5,328$	$Pr_{gas} = 0,6978$	$Re_{coolant} = 281,2$
$Q_{gas} = 1955$	$Q_{max} = 2052$	$R_{termica,global} = 0,03072$
$R_{conv,gas} = 0,007042$	$R_{ensuc} = 0,0152$	$T_{in,gas} = 553,1$
$T_{m,aprox,gas} = 483,2$	$T_{in,coolant} = 353,2$	$v_{gas} = 1,773$
$volumen_{bancodetubos} = 0,0000475$	$v_{coolant} = 0,05201$	

Imagen 17. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en sucio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos con ensuciamiento

2.2.3 Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 15,39	C _{max} = 854,3	C _{min} = 15,39
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h _{coolant} = 651,1	h _{gas} = 528,6	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,015	NTU = 2,208	v _{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{máx,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 2718	Q _{coolant} = 2718
Re _{gas} = 2542	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{máx,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 356,3	T _{out,gas} = 376,6	UA = 33,99
v _{gas,max} = 11,52	v _{tubos} = 0,0000475	
A ₂ = 0,329	C = 0,01802	calculo _{tubos,x} = 9
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,883	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v _{gas} = 55	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
P _{rcoolant} = 5,328	P _{rgas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 2718	Q _{max} = 3078	Re _{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,00575	R _{ensuc} = 0,0152	R _{térmica,global} = 0,02942
T _{máx,gas} = 483,2	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 2,659

Imagen 18. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en sucio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos con ensuciamiento

2.2.4 Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	cp _{coolant} = 3811
C _{gas} = 20,52	C _{max} = 854,3	C _{min} = 20,52
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h_{coolant} = 651,1	h_{gas} = 610,4	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,02	NTU = 1,701	V_{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m_{aprox,gas}} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 3322	Q _{coolant} = 3322
Re_{gas} = 3390	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m_{aprox,coolant}} = 354,7
T_{out,coolant} = 357	T_{out,gas} = 391,3	UA = 34,9
v _{gas,max} = 15,36	v _{tubos} = 0,0000475	
A ₂ = 0,329	C = 0,02402	calculo _{tubos,x} = 9
cp _{gas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,8094	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
V_{gas} = 63,51	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 3322	Q _{max} = 4104	Re_{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,00498	R _{ensuc} = 0,0152	R _{térmica,global} = 0,02865
T _{m_{aprox,gas}} = 483,2	T_{in,coolant} = 353,2	T_{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 3,545

Imagen 19. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en sucio.

2. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS LISOS

2.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos lisos con ensuciamiento

2.2.5 Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

alto _{virola} = 0,077	ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,3043
calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222	c _{Pcoolant} = 3811
C _{gas} = 25,65	C _{max} = 854,3	C _{min} = 25,65
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,004	D _{tubo} = 0,004
h_{coolant} = 651,1	h_{gas} = 682,5	K _{coolant} = 0,4937
L _t = 0,09425	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{gas} = 0,025	NTU = 1,386	v_{coolant} = 4,879
n _{tubos,y} = 40	peso _{bancodetubos} = 0,3752	P _{m,aprox,gas} = 200000
P _{in,gas} = 300000	Q = 3804	Q _{coolant} = 3804
Re_{gas} = 4237	R _{cond,tubo} = 0,003429	R _{conv,coolant} = 0,005047
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T_{out,coolant} = 357,6	T_{out,gas} = 404,8	UA = 35,55
v _{gas,max} = 19,2	v _{tubos} = 0,0000475	
A ₂ = 0,329	C = 0,03003	calculo _{tubos,x} = 9
c _{Pgas} = 1026	C ₁ = 1,23	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,442
d _{tuboint} = 0,0037	eficienciagreco = 0,7415	e _{tubo} = 0,00015
K _{gas} = 0,03845	K _{tubo} = 47	L _h = 0,05827
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002614	m _{coolant} = 0,2242
v_{gas} = 71	n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9
Pr _{coolant} = 5,328	Pr _{gas} = 0,6978	P _{in,coolant} = 100000
Q _{gas} = 3804	Q _{max} = 5130	Re_{coolant} = 281,2
R _{conv,gas} = 0,004454	R _{ensuc} = 0,0152	R _{térmica,global} = 0,02813
T _{m,aprox,gas} = 483,2	T_{in,coolant} = 353,2	T_{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,0000475	v _{coolant} = 0,05201	v _{gas} = 4,432

Imagen 20. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos lisos en sucio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.1.1 Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 5,107	C _{max} = 854,3	C _{min} = 5,107
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 7,096
l _{0,r1} = 1,121	l _{1,r1} = 0,3628	l _{1,r2c} = 0,5076
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,005	NTU = 21,78
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 1021	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9799	rend _{total,ba} = 0,9931	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,005127	R _{ensuciamiento} = 0	R _{térmica,global} = 0,008992
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	v _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,005978	C _{2aleta} = 3,703
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 1	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 413,1
K _{0,r1} = 0,6769	k _{1,r1} = 1,084	K _{1,r2c} = 0,6967
K _{tubo} = 47	Le _n = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 342,3
v _{coolant} = 6,387	v _{gas} = 10,84	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 1021	Q _{coolant} = 1021	Q _{gas} = 1021
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 271,5	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 354,3	T _{out,gas} = 353,2	UA = 111,2
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 21. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en limpio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.1.2 Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 10,21	C _{max} = 854,3	C _{min} = 10,21
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 14,19
l _{0,r1} = 1,151	l _{1,r1} = 0,4108	l _{1,r2c} = 0,5809
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,01	NTU = 12,26
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 2042	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9751	rend _{total,ba} = 0,9915	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,004121	R _{ensuciamiento} = 0	R _{térmica,global} = 0,007986
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	v _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,01196	C _{2aleta} = 3,317
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 1	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 514,8
K _{0,r1} = 0,5972	k _{1,r1} = 0,9232	K _{1,r2c} = 0,5796
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 382,2
v _{coolant} = 6,387	v _{gas} = 13,51	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 2042	Q _{coolant} = 2042	Q _{gas} = 2042
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 543,1	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 355,5	T _{out,gas} = 353,2	UA = 125,2
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 22. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en limpio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.1.3 Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 15,32	C _{max} = 854,3	C _{min} = 15,32
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 21,29
l _{0,r1} = 1,173	l _{1,r1} = 0,4424	l _{1,r2c} = 0,6302
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,015	NTU = 8,712
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 3064	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9717	rend _{total,ba} = 0,9904	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,003627	R _{ensuciamiento} = 0	R _{térmica,global} = 0,007493
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	V _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,01793	C _{2aleta} = 3,11
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9998	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 585,6
K _{0,r1} = 0,5525	k _{1,r1} = 0,8374	K _{1,r2c} = 0,5179
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 407,6
V _{coolant} = 6,387	V _{gas} = 15,36	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 3063	Q _{coolant} = 3063	Q _{gas} = 3063
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 814,6	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 356,7	T _{out,gas} = 353,2	UA = 133,5
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 23. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en limpio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.1.4 Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 20,43	C _{max} = 854,3	C _{min} = 20,43
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 28,38
l _{0,r1} = 1,19	l _{1,r1} = 0,4666	l _{1,r2c} = 0,6687
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,02	NTU = 6,819
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 4085	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9691	rend _{total,ba} = 0,9895	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,003313	R _{ensuciamiento} = 0	R _{térmica,global} = 0,007179
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	v _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,02391	C _{2aleta} = 2,971
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9984	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 641,6
K _{0,r1} = 0,5217	k _{1,r1} = 0,78	K _{1,r2c} = 0,477
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 426,6
v _{coolant} = 6,387	v _{gas} = 16,83	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 4079	Q _{coolant} = 4079	Q _{gas} = 4079
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 1086	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 357,9	T _{out,gas} = 353,5	UA = 139,3
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 24. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en limpio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.1 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.1.5 Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 25,53	C _{max} = 854,3	C _{min} = 25,53
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 35,48
l _{0,r1} = 1,205	l _{1,r1} = 0,4866	l _{1,r2c} = 0,7007
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,025	NTU = 5,631
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
P _{r,gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 5106	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,967	rend _{total,ba} = 0,9888	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,003089	R _{ensuciamiento} = 0	R _{térmica,global} = 0,006955
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	v _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,02989	C _{2aleta} = 2,868
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9951	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 688,7
K _{0,r1} = 0,4984	k _{1,r1} = 0,7374	K _{1,r2c} = 0,4468
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 442
v _{coolant} = 6,387	v _{gas} = 18,07	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	P _{r,coolant} = 5,328
Q = 5081	Q _{coolant} = 5081	Q _{gas} = 5081
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 1358	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 359,1	T _{out,gas} = 354,1	UA = 143,8
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 25. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en limpio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.2.1 Flujo másico gas: 0,005 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 5,107	C _{max} = 854,3	C _{min} = 5,107
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 7,096
l _{0,r1} = 1,121	l _{1,r1} = 0,3628	l _{1,r2c} = 0,5076
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,005	NTU = 11,66
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
P _{r,gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 1021	r _{1,aleta} = 0,002	r _{1,tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9799	rend _{total,ba} = 0,9931	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,005127	R _{ensuciamiento} = 0,007801	R _{térmica,global} = 0,01679
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	V _{aletas} = 0,00002427	V _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,005978	C _{2aleta} = 3,703
c _{p,coolant} = 3811	c _{p,gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 1	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 413,1
K _{0,r1} = 0,6769	k _{1,r1} = 1,084	K _{1,r2c} = 0,6967
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 342,3
V _{coolant} = 6,387	V _{gas} = 10,84	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	P _{r,coolant} = 5,328
Q = 1021	Q _{coolant} = 1021	Q _{gas} = 1021
r _{2,aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2,tubo} = 0,002
Re _{gas} = 271,5	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 354,3	T _{out,gas} = 353,2	UA = 59,55
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 26. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en sucio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.2.2 Flujo másico gas: 0,010 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 10,21	C _{max} = 854,3	C _{min} = 10,21
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 14,19
l _{0,r1} = 1,151	l _{1,r1} = 0,4108	l _{1,r2c} = 0,5809
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,01	NTU = 6,197
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 2042	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9751	rend _{total,ba} = 0,9915	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,004121	R _{ensuciamiento} = 0,007814	R _{térmica,global} = 0,0158
T _{mprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	V _{aletas} = 0,00002427	V _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,01196	C _{2aleta} = 3,317
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroNOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9976	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 514,8
K _{0,r1} = 0,5972	k _{1,r1} = 0,9232	K _{1,r2c} = 0,5796
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 382,2
V _{coolant} = 6,387	V _{gas} = 13,51	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{mprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 2038	Q _{coolant} = 2038	Q _{gas} = 2038
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 543,1	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{mprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 355,5	T _{out,gas} = 353,6	UA = 63,29
V _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 27. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en sucio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.2.3 Flujo másico gas: 0,015 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 15,32	C _{max} = 854,3	C _{min} = 15,32
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 21,29
l _{0,r1} = 1,173	l _{1,r1} = 0,4424	l _{1,r2c} = 0,6302
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,015	NTU = 4,262
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 3064	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9717	rend _{total,ba} = 0,9904	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,003627	R _{ensuciamiento} = 0,007823	R _{térmica,global} = 0,01532
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	V _{aletas} = 0,00002427	V _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,01793	C _{2aleta} = 3,11
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9842	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 585,6
K _{0,r1} = 0,5525	k _{1,r1} = 0,8374	K _{1,r2c} = 0,5179
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 407,6
V _{coolant} = 6,387	V _{gas} = 15,36	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 3015	Q _{coolant} = 3015	Q _{gas} = 3015
r _{2c,aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 814,6	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 356,7	T _{out,gas} = 356,3	UA = 65,29
V _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 28. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en sucio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.2.4 Flujo másico gas: 0,020 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 20,43	C _{max} = 854,3	C _{min} = 20,43
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 28,38
l _{0,r1} = 1,19	l _{1,r1} = 0,4666	l _{1,r2c} = 0,6687
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,02	NTU = 3,262
η _{tubos,totales} = 340	η _{tubos,x} = 9	η _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 4085	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,9691	rend _{total,ba} = 0,9895	Re _{coolant} = 328,7
R _{conv,gas} = 0,003313	R _{ensuciamiento} = 0,00783	R _{térmica,global} = 0,01501
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{banco detubos} = 0,00007177	v _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,02391	C _{2aleta} = 2,971
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9578	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 641,6
K _{0,r1} = 0,5217	k _{1,r1} = 0,78	K _{1,r2c} = 0,477
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 426,6
v _{coolant} = 6,387	v _{gas} = 16,83	n _{aletas} = 24
peso _{banco detubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 3913	Q _{coolant} = 3913	Q _{gas} = 3913
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 1086	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 357,7	T _{out,gas} = 361,6	UA = 66,63
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 29. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en sucio.

3. RESULTADOS MODELADO INTERCAMBIADOR EGR BANCO DE TUBOS CON ALETAS CONTINUAS

3.2 Modelado intercambiador EGR banco de tubos con aletas continuas sin ensuciamiento

3.2.5 Flujo másico gas: 0,025 Kg/s

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

Aclibre _{gas} = 0,0007046	Aclibre _{gas,xy} = 0,000003523	alto _{virola} = 0,077
A _{ext,aletas} = 0,3317	A _{ext,gas} = 0,6453	A _{ext,tubos} = 0,3136
calculo _{tubos,x} = 9	calculo _{tubos,y} = 41,54	caudal _{coolant} = 0,0002222
C _{gas} = 25,53	C _{max} = 854,3	C _{min} = 25,53
D _{h,coolant} = 0,0037	D _{h,gas} = 0,0009609	d _{int,tubo} = 0,0037
e _{aleta} = 0,00015	e _{tubo} = 0,00015	G = 35,48
l _{0,r1} = 1,205	l _{1,r1} = 0,4866	l _{1,r2c} = 0,7007
K _{aleta} = 47	K _{coolant} = 0,4937	K _{gas} = 0,03662
L _{aleta} = 0,0006	L _{tubo} = 0,077	L _{virola} = 0,22
m _{coolant} = 0,2242	m _{gas} = 0,025	NTU = 2,648
n _{tubos,totales} = 340	n _{tubos,x} = 9	n _{tubos,y} = 40
Pr _{gas} = 0,7002	P _{in,coolant} = 100000	P _{in,gas} = 300000
Q _{max} = 5106	r _{1aleta} = 0,002	r _{1tubo} = 0,00185
rend _{aleta} = 0,967	rend _{total,ba} = 0,9888	Re _{coolant} = 326,7
R _{conv,gas} = 0,003089	R _{ensuciamiento} = 0,007836	R _{térmica,global} = 0,01479
T _{m,aprox,gas} = 455,7	T _{in,coolant} = 353,2	T _{in,gas} = 553,1
volumen _{bancodetubos} = 0,00007177	V _{aletas} = 0,00002427	v _{coolant} = 0,06079
ancho _{virola} = 0,0508	A ₁ = 0,000895	A _{aleta} = 0,00001983
A _{huecos} = 0,3136	C = 0,02989	C _{2aleta} = 2,868
cp _{coolant} = 3811	cp _{gas} = 1021	C _{coolant} = 854,3
densidad _{aceroINOX} = 7900	densidad _{coolant} = 1009	densidad _{gas} = 1,529
D _{tubo} = 0,004	eficienciagreco = 0,9231	espacio _{aletas} = 0,002936
Gz = 30,3	h _{coolant} = 852,4	h _{gas} = 688,7
K _{0,r1} = 0,4984	k _{1,r1} = 0,7374	K _{1,r2c} = 0,4468
K _{tubo} = 47	Le _h = 0,0681	Le _t = 0,2138
μ _{coolant} = 0,0006903	μ _{gas} = 0,00002511	m _{aleta} = 442
V _{coolant} = 6,387	v _{gas} = 18,07	n _{aletas} = 24
peso _{bancodetubos} = 0,567	P _{m,aprox,gas} = 200000	Pr _{coolant} = 5,328
Q = 4713	Q _{coolant} = 4713	Q _{gas} = 4713
r _{2aleta} = 0,002675	r _{2aleta} = 0,0026	r _{2tubo} = 0,002
Re _{gas} = 1358	R _{cond,tubo} = 0,00001008	R _{conv,coolant} = 0,003855
S _L = 0,0052	S _T = 0,0052	T _{m,aprox,coolant} = 354,7
T _{out,coolant} = 358,7	T _{out,gas} = 368,5	UA = 67,61
v _{tubos} = 0,0000475		

Imagen 30. Resultados Intercambiador de calor EGR banco de tubos con aletas continuas en sucio.

