

Optimización de un intercambiador de calor tipo serpentín mediante un algoritmo genético

Optimization of a coil-type heat exchanger using a genetic algorithm

¹Ricardo del Castillo-Tinajero, ^{1*}Esperanza Rodríguez-Morales, ²José Julián III Montes-Rodríguez

¹Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico de Querétaro, Av. Tecnológico esq. Mariano Escobedo s/n, Col. Centro, C.P. 76000, Querétaro, Qro., México. Correo electrónico: rdctinajero@gmail.com; esperanza.rm@queretaro.tecnm.mx ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2026-886X>

²Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial, Av. Playa Pie de la Cuesta No. 702, Des. Hab. San Pablo, C.P. 76125, Querétaro, Qro., México. Correo electrónico: jmontes@cidesi.edu.mx ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4816-1001>

*Autor para correspondencia

Recibido: 4 de octubre del 2023

Aceptado: 21 de febrero del 2024

Publicado: 31 de mayo del 2024

<https://doi.org/10.33064/iycuaa2024924752>
e4752

RESUMEN

Se presenta el desarrollo de un sistema formado por un algoritmo de diseño/cálculo de intercambiadores de calor tipo serpentín y un algoritmo genético para optimización; el primero considera variables de importancia en el diseño de intercambiadores de calor, y el segundo explora aleatoriamente, en el primero, diferentes combinaciones de estas variables. El objetivo es optimizar el calor transferido (Q) y la caída de presión (Δp), expresadas a través de la relación $Q/\Delta p$, y el número de tubos por fila (N_{pr}). Para el algoritmo genético las variables de entrada se restringen a rangos que estén dentro de lo físicamente funcional. Se obtuvieron valores optimizados de 11012 W para Q , 15.44 kPa para Δp , y 18 tubos/fila para N_{pr} . El valor optimizado de Q representa incrementos de 43% y 31% en comparación con el valor más alto observado en los experimentos y con el valor de diseño obtenido con un paquete computacional comercial, respectivamente.

Palabras clave: intercambiador de calor; calor transferido; caída de presión; tubos por fila; algoritmo genético; optimización

ABSTRACT

The development of a system consisting of a design/calculation algorithm for coil-type heat exchangers and a genetic algorithm for optimization is presented; the first considers variables of importance in the design of heat exchangers, and the second randomly explores different combinations of these variables. The aim is to optimize the transferred heat (Q) and the pressure drop (Δp), expressed through the $Q/\Delta p$ relationship, and the number of tubes per row (N_{pr}). For the genetic algorithm, the input variables are restricted to ranges within the physically functional range. Optimized values of 11012 W for Q , 15.44 kPa for Δp , and 18 tubes/row for N_{pr} were

obtained. The optimized value of Q represents increases of 43% and 31% compared to the highest value observed in experiments and to the design value obtained with a commercial computational package, respectively.

Keywords: heat exchanger; heat transferred; pressure drop; tubes per row; genetic algorithm; optimization

INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas, las actividades económicas humanas han generado un problema ambiental de contaminación, provocando, entre otros efectos, calentamiento global, el cual se ha exacerbado por el ciclo de producción y consumo de energéticos asociado a dichas actividades. Sobre este particular, se estima que 33% del uso primario de la energía es realizado por la industria. En este sentido, se ha propuesto que la gestión de la eficiencia energética puede jugar un papel fundamental en el control de la demanda energética (Kayabasi & Kurt, 2018).

Uno de los procesos con mayor presencia en las actividades económicas humanas es el de la refrigeración, el cual está presente en los ámbitos industrial, comercial y doméstico. Sin importar la arquitectura de los sistemas empleados para proveer refrigeración, siempre está presente en ellos uno o más intercambiadores de calor, en los cuales se lleva a cabo la transferencia de esta energía. Las aplicaciones de los intercambiadores de calor van desde la industria del petróleo, del transporte, y de los usos biomédicos, hasta la criogenia y, como ya se mencionó, la refrigeración industrial, comercial y doméstica, además del aire acondicionado, dentro de muchas otras (Wang, Sundén, & Manglik, 2007).

En los sistemas de refrigeración, es posible aplicar una diversidad de estrategias para lograr una mejora en su funcionamiento, entre las que están: mejora del aislamiento térmico, programación adecuada del mantenimiento, renovación continua de equipos, así como otras más complejas, tales como: optimización del ciclo de descongelación y modificación del sistema de control (Glavan et al., 2016). La modificación de las características geométricas de los intercambiadores de calor constituye una alternativa para lograr una mejora en el desempeño de los sistemas de refrigeración, y de enfriamiento en general. Dicha modificación, incluso su optimización, puede lograrse mediante el uso de herramientas computacionales diseñadas para aplicación en sistemas de intercambio de energía térmica (Imran, Pambudi, & Farooq, 2017; Liu et al., 2023; Shih, Lee, & Lin, 2023).

Los algoritmos genéticos (AG) han sido desarrollados, adaptados, e hibridados con otros algoritmos, con el fin de aplicarlos a diferentes problemas en diversas disciplinas. La investigación

sobre los AG, en buena medida, se ha encaminado a sus aplicaciones en la optimización de problemas multiobjetivo, debido a la complejidad inherente al manejo de múltiples variables para obtener la optimización de un sistema dado (Jafari-Marandi & Smith, 2017). Los AG se han empleado apenas recientemente para optimizar la transferencia de calor y la caída de presión en intercambiadores de calor (Liu et al., 2023; Shih et al., 2023), modificando el diseño de estos, pero con un énfasis en los del tipo tubo-coraza (Imran et al., 2017). La lógica detrás de la elección de un AG para este tipo de problemática, por sobre otros métodos de optimización, recae en el hecho de los AG exploran todas las regiones del espacio de solución, minimizando el trabajo redel sistema y reduciendo costos (Al-Obaidi et al., 2017).

En este artículo se presenta el desarrollo de un sistema computacional constituido por un algoritmo de diseño/cálculo de intercambiadores de calor tipo serpentín (Algoritmo de Diseño de Intercambiadores de Calor Tipo Serpentín, ADIC) y un Algoritmo Genético (AG), para optimizar su desempeño general. Se consideraron las variables más relevantes en el diseño de intercambiadores de calor tipo serpentín reportadas en la literatura, tales como el número de tubos y aletas, y sus dimensiones, así como las temperaturas de funcionamiento del intercambiador, las cuales son exploradas aleatoriamente por el AG, generando diferentes combinaciones de valores de ellas, con la intención de optimizar el calor transferido (Q) y la caída de presión (Δp), expresadas a través de la relación $Q/\Delta p$, así como el número de tubos por fila (N_{pr}) del intercambiador de calor. Los resultados obtenidos por el sistema descrito, fueron comparados con valores de diseño obtenidos mediante un paquete computacional comercial facilitados por una empresa líder en el diseño y fabricación de esa clase de sistemas para aplicaciones industriales y comerciales, así como con resultados de pruebas experimentales, realizadas en instalaciones de la misma empresa, bajo diferentes combinaciones de parámetros de funcionamiento. Con base en las comparaciones hechas, se establecieron las mejores combinaciones producidas por el sistema. El involucramiento de la empresa en la obtención de algunos resultados presentados se debe al interés de la misma en los resultados del proyecto presentado.

Los objetivos principales del trabajo se describen a continuación: 1) desarrollo y validación de un algoritmo para el diseño/cálculo de intercambiadores de calor tipo serpentín, 2) desarrollo de un algoritmo genético para la búsqueda de soluciones que cumplan con criterios establecidos, que representen mejoras (optimización) en parámetros de desempeño seleccionados (calor transferido, caída de presión y número de tubos por fila) del intercambiador de calor y, 3)

comparación y análisis de las soluciones optimizadas con valores calculados con paquetes computacionales comerciales y medidos en experimentos físicos.

Con el desarrollo de un sistema computacional formado por un algoritmo de diseño/cálculo de intercambiadores de calor tipo serpentín y un algoritmo genético para optimización, se puede incrementar el calor transferido, disminuir la caída de presión, y disminuir el número de tubos por fila de un intercambiador de calor, lo cual impacta positivamente en la capacidad, eficiencia y costo, respectivamente, de los sistemas de refrigeración en los cuales se emplean.

MATERIALES Y MÉTODOS

Desarrollo del Algoritmo de Diseño de Intercambiadores de Calor Tipo Serpentín (ADIC)

En la Figura 1 se muestra un intercambiador de calor tipo serpentín, que se considera como objeto de estudio en el presente trabajo.



Figura 1. Intercambiador de calor tipo serpentín.
Elaboración propia

La secuencia de acciones del ADIC desarrollado en este trabajo corresponde exactamente con aquella presentada por Cao (2010) para "Enfriadores de Aire". Se trata de un procedimiento iterativo que parte de un diseño inicial propuesto de intercambiador, en el cual se van modificando diversas variables geométricas y de operación, así como propiedades de los materiales involucrados, hasta llegar a una configuración que cumpla con un criterio establecido; este procedimiento se muestra de manera esquemática en la Figura 2.

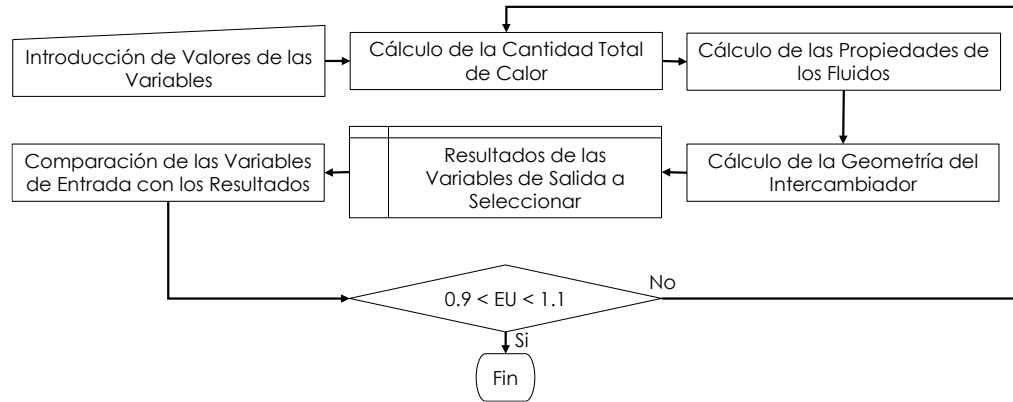


Figura 2. Secuencia de pasos seguida por el ADIC.
 Elaboración propia

Las principales variables de entrada al ADIC, que son de tipo geométricas, de propiedades de los materiales y, de operación, se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Variables de entrada para el ADIC

Tipo	Variable	Símbolo
Geométricas	Longitud del paquete de tubos/de los tubos	L_p
	Diámetro interno de los tubos	D_{ip}
	Diámetro externo de los tubos	D_{op}
	Espaciamiento entre tubos	S_{bp}
	Número de tubos	N_p
	Número de tubos por fila	N_{pr}
	Número de filas	N_r
	Número de pasos	N_s
	Número de aletas por 1 m de longitud de tubo	N_f
	Espesor de la aleta	t_f
	Longitud de la aleta	L_f
	Área superficial de las aletas	A_f
Propiedades de los Materiales	Fluido para enfriamiento interno (refrigerante)	R404a
	Densidad del refrigerante líquido	ρ_{tr}
	Viscosidad dinámica del refrigerante líquido	μ_{tr}
	Conductividad térmica del refrigerante líquido	k_{tr}
	Calor específico del refrigerante líquido	Ce_{tr}

	Viscosidad dinámica del refrigerante vapor	μ_{gr}
	Conductividad térmica del refrigerante vapor	k_{gr}
	Calor específico del refrigerante vapor	Ce_{gr}
	Temperatura crítica del refrigerante	T_{cr}
	Calor latente de vaporización del refrigerante	λ_r
	Fluido para enfriamiento externo	Aire
	Viscosidad dinámica del aire	μ_a
	Densidad del aire	ρ_a
	Conductividad térmica del aire	k_a
	Calor específico del aire	Ce_a
De Operación	Flujo másico del refrigerante	\dot{m}_r
	Temperatura de entrada del refrigerante	T_{r1}
	Temperatura de salida del refrigerante	T_{r2}
	Temperatura de entrada del aire	T_{a1}
	Temperatura de salida del aire	T_{a2}
	Velocidad del refrigerante	v_r
	Velocidad del aire	v_a
	Velocidad del aire a la entrada	v_{a1}
	Velocidad del aire a la salida	v_{a2}
	Resistencia por suciedad (<i>fouling resistance</i>)	R_{fi}

La única expresión que no corresponde con el esquema de cálculo mostrado por Cao (2010) es la siguiente, que permite estimar un coeficiente de transferencia interno para el sistema (Colburn, 1951):

$$h_i = 0.065 Pr_{lr}^{1/2} \left(\frac{f G_{gr}^2}{2 \rho_{lr}} \right)^{1/2} \quad (1)$$

donde Pr_{lr} es el número de Prandtl para el refrigerante en fase líquida que circula en el interior de los tubos del intercambiador de calor, f es un factor de fricción estimado como

$$f = 1.2 \left(0.0014 + \frac{0.125}{Re^{0.32}} \right) \quad (2)$$

y G_{gr} es un valor "promedio" del flujo másico de la fase vapor, estimado como

$$G_{gr} = \left(\frac{G_{gr1}^2 + G_{gr1} G_{gr2} + G_{gr2}^2}{3} \right)^{1/2} \quad (3)$$

donde G_{gr1}^2 es el flujo másico de la fase vapor a la entrada y G_{gr2}^2 es el flujo másico de la fase vapor a la salida. Como puede observarse en la Figura 2, la última parte del algoritmo estima un parámetro identificado como EU , el cual se define como

$$EU = \frac{U_{rec}}{U} \quad (4)$$

donde U y U_{rec} son coeficientes globales de transferencia de calor, el primero de los cuales se estima a partir de las propiedades del refrigerante, y el segundo a partir de parámetros intermedios estimados por el algoritmo, siguiendo en ambos casos la metodología propuesta por Cao (2010).

Desarrollo del Algoritmo Genético de Optimización (AG)

La estructura del AG desarrollado sigue la secuencia de pasos mostrada en las Figuras 3 y 4.

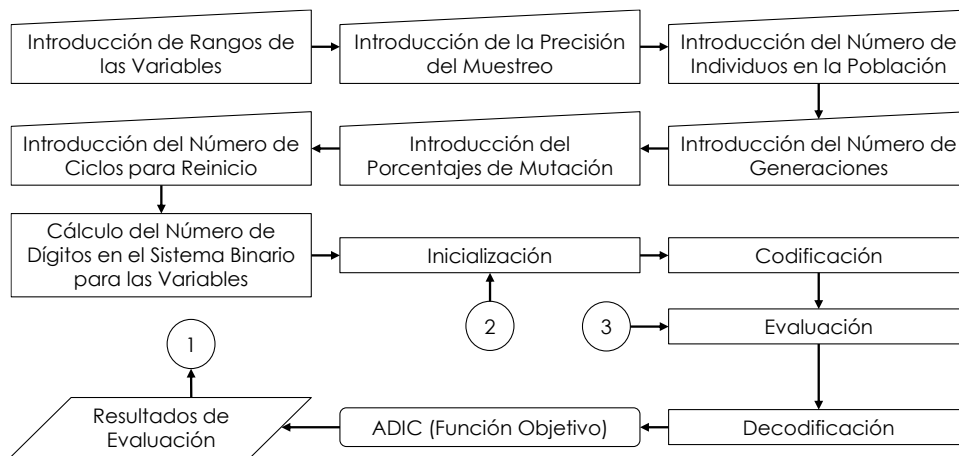


Figura 3. Primera parte de la secuencia pasos seguida por el AG desarrollado. Elaboración propia

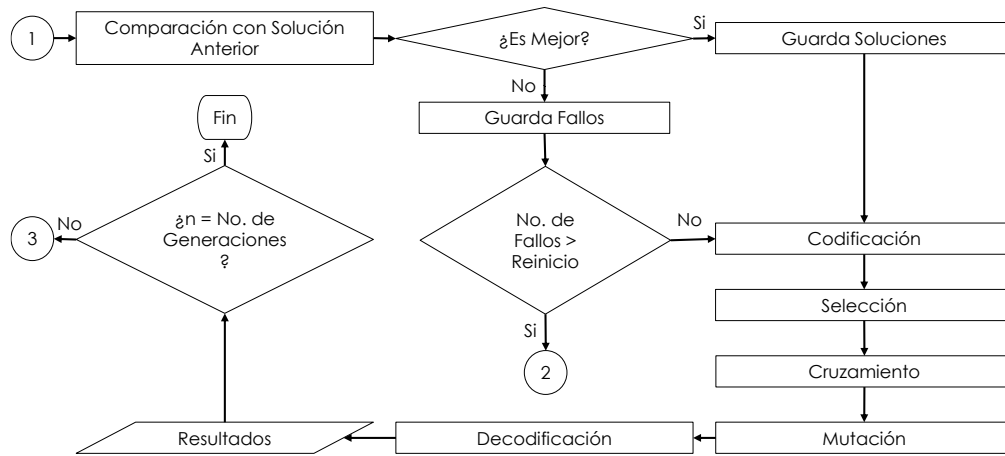


Figura 4. Segunda parte de la secuencia pasos seguida por el AG desarrollado. Elaboración propia

Los parámetros de funcionamiento relevantes del algoritmo genético se muestran en la Tabla 2, los cuales son comparables a los implementados por otros autores en estudios sobre optimización de intercambiadores de calor (Liu, Bu, & Xu, 2017; Raja, Vivek, & Jhala, 2017; Xie, Sunden, & Wang, 2008).

Tabla 2. Parámetros de funcionamiento del AG

Parámetro	Valor			
	Usado	Liu et al., 2017	Raja et al., 2017	Xie et al., 2008
Precisión	0.1	-	-	-
Individuos (Población)	5000	100	40	50
Generaciones	100	30	200	1000
Razón de Mutación	0.25	0.1	-	0.005

El AG está ligado al ADIC, para utilizarlo como Función Objetivo; en esta relación, el AG introduce en el ADIC diversas combinaciones de valores de las variables más relevantes, almacenando los resultados que este último arroja como resultado para cada una de esas combinaciones, para compararlos entre sí, seleccionar los mejores, según los criterios establecidos, y lograr así la

optimización del intercambiador de calor tipo serpentín. Las variables de entrada elegidas como las más relevantes para la exploración por parte del AG son: T_{r1} , T_{r2} , T_{a1} , T_{a2} y N_s , las cuales fueron definidas en la Tabla 1. Las variables a optimizar son el calor transferido (Q) y la caída de presión (Δp), expresadas a través de la relación $Q/\Delta p$, así como el N_{pr} ; otros valores obtenidos y reportados por el AG son: EU , el número de circuitos (N_c), así como la temperatura de salida del aire recalculada $T_{a2,rec}$. Un aspecto relevante acerca de las variables de entrada para exploración es que estas se restringen a rangos de valores que tienen estricta correspondencia con el mundo físico, de modo que su combinación óptima, obtenida por el AG, tendrá un significado realista. En la Tabla 3 se muestran los rangos empleados de dichas variables de entrada.

Tabla 3. Rangos empleados de las variables de entrada para optimización con el AG

Variable	Límite Inferior	Límite Superior
T_{r1} (°C)	70	80
T_{r2} (°C)	35	43
T_{a1} (°C)	29	31
T_{a2} (°C)	45	50
N_s	8	14

RESULTADOS

Validación del ADIC por comparación con mediciones experimentales y cálculos de diseño

Para llevar a cabo la validación del ADIC se recurrió, en primera instancia, a valores de diseño obtenidos de un paquete computacional comercial empleado para el diseño de intercambiadores de calor, por parte de la empresa. En la Tabla 4 se muestran los principales parámetros de diseño involucrados en dichos cálculos.

Tabla 4. Parámetros de diseño empleados por la empresa para un intercambiador de calor específico.

Parámetro	Símbolo	Unidades	Valor
Potencia del motor		kW	2.2
Refrigerante			R404a
Flujo de aire		m ³ /s	1.04
Altura de la aleta		m	0.44
Largo de la zona con aletas		m	0.86

Aletas por unidad de longitud	N_f	m^{-1}	472
Filas	N_r		4
Circuitos			15
Temperatura de entrada del aire DB	T_{a1}	$^{\circ}C$	33
Temperatura de entrada del aire DW		$^{\circ}C$	25
Temperatura de condensación		$^{\circ}C$	43
Temperatura de vapor		$^{\circ}C$	76
Temperatura de sub-enfriamiento		$^{\circ}C$	-17
Velocidad del aire	v_a	m/s	2.74
Capacidad total (Calor)	Q	W	9807
Temperatura de salida del aire DB	T_{a2}	$^{\circ}C$	41
Caída de presión estándar		Pa	62.27
Caída de presión del refrigerante	Δp	kPa	14.48
Flujo másico del refrigerante	\dot{m}_r	kg/s	0.06
Número de tubos por fila	N_{pr}		23
Coefficiente global de transferencia	U	$W/m^2 K$	321.17

Con el ADIC se realizaron algunos cálculos iniciales empleando diferentes expresiones publicadas en la literatura para la estimación del coeficiente h_i (Cao, 2010), con la intención de replicar los valores de los parámetros principales obtenidos con el paquete de diseño: capacidad total, coeficiente global de transferencia y número de tubos por fila); empleando la Ecuación (1), los valores obtenidos de esos parámetros fueron los que mejor concordancia tuvieron con los de diseño: capacidad total de 8899 W, coeficiente global de transferencia de calor de 358.03 W/m² K y número de tubos por fila de 16, por lo que se adoptó esa expresión para h_i para los cálculos posteriores. Adicionalmente, en instalaciones de la misma empresa se realizaron pruebas experimentales en intercambiadores de calor, tratando de replicar las condiciones de entrada empleadas en los cálculos de diseño con el paquete comercial. Los datos de dichas pruebas corresponden a cinco experimentos realizados en días diferentes, buscando tener en los

experimentos del 2 al 5 las mismas condiciones del experimento 1, en donde algunos de los valores de sus parámetros se corresponden con los mostrados en la Tabla 4. En la Tabla 5 se muestran, en forma de resumen, los valores promedio en el tiempo, durante la realización de las pruebas, de los principales parámetros de entrada y de salida de esas pruebas.

Tabla 5. Valores promedio de los parámetros de entrada y salida de las pruebas experimentales realizadas en intercambiadores de calor.

Experimento	Parámetro						
	Entrada				Salida		
	T_{a1} (°C)	T_{a2} (°C)	T_{r1} (°C)	T_{r2} (°C)	\dot{m}_r (kg/min)	Δp (kPa)	Q (W)
1	30.490	40.838	63.358	42.466	3.311	20.91	7921
2	33.117	42.230	66.816	43.395	3.082	16.64	7481
3	33.286	42.438	73.204	44.770	3.182	8.49	7964
4	34.184	44.005	71.758	45.155	3.254	34.67	8033
5	30.962	43.931	70.656	45.248	3.722	11.62	8967
\bar{x}	32.408	42.688	69.158	44.207	3.310	18.47	8073
σ	1.597	1.320	4.016	1.224	0.246	10.23	544

De los valores mostrados en la tabla anterior, cabe destacar la variación entre experimentos, no obstante que se buscó que fueran idénticos entre prueba y prueba, lo cual no fue posible dadas las variaciones propias de la instalación en la cual se realizaron. Enseguida, se reprodujeron con el ADIC las cinco pruebas experimentales realizadas, empleando los parámetros de entrada mostrados en la Tabla 5; la comparación de los resultados obtenidos para Q y Δp , tanto de los experimentos como de los cálculos, se muestran en las Figuras 5 y 6.

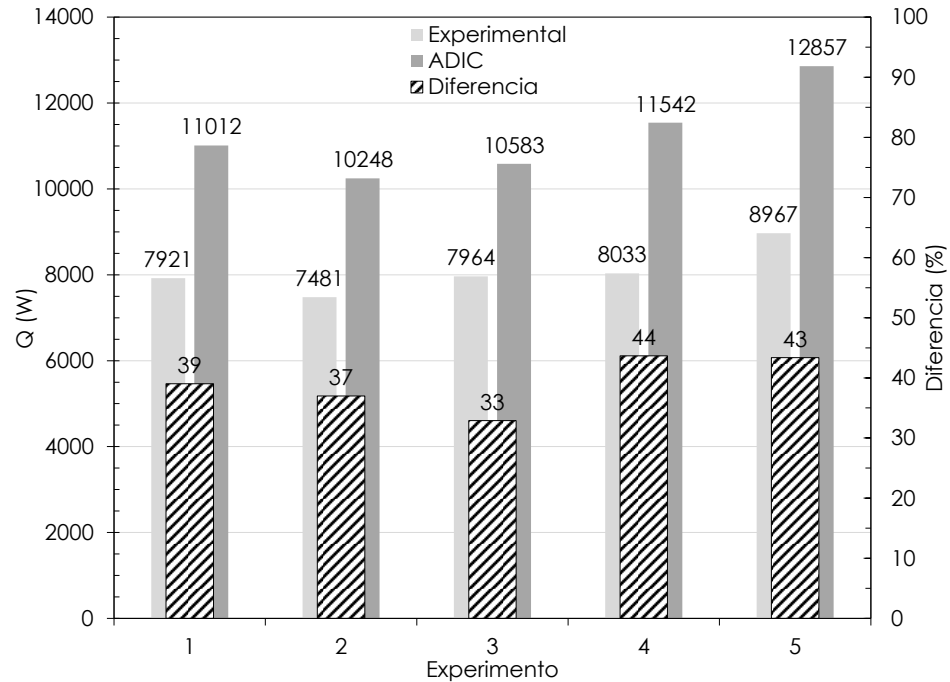


Figura 5. Comparativa de valores de Q obtenidos experimentalmente y calculados con el ADIC.
 Elaboración propia

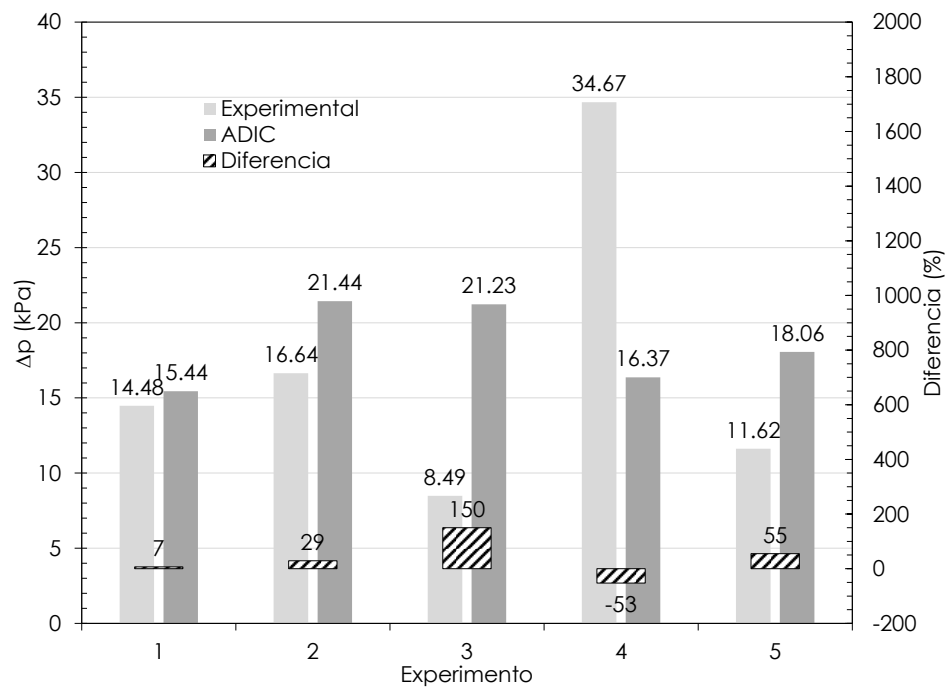


Figura 6. Comparativa de valores de Δp obtenidos experimentalmente y calculados con el ADIC.
 Elaboración propia

Resulta evidente de los valores mostrados en las dos figuras anteriores que, en términos generales, la correspondencia entre los experimentales y los calculados no es tan buena como se quisiera. No obstante, vale la pena destacar que los parámetros de los experimentos son promedio, ya que el nivel de variación (oscilación) observado durante esas pruebas fue notorio, lo que dificulta el poder reproducirlos con exactitud en los cálculos. En consecuencia, para establecer si el ADIC puede realmente ser de utilidad para los fines buscados, se realizó ahora una comparación de sus valores con los de diseño obtenidos con el paquete comercial; en las Figuras 7 y 8 se muestran dichas comparativas.

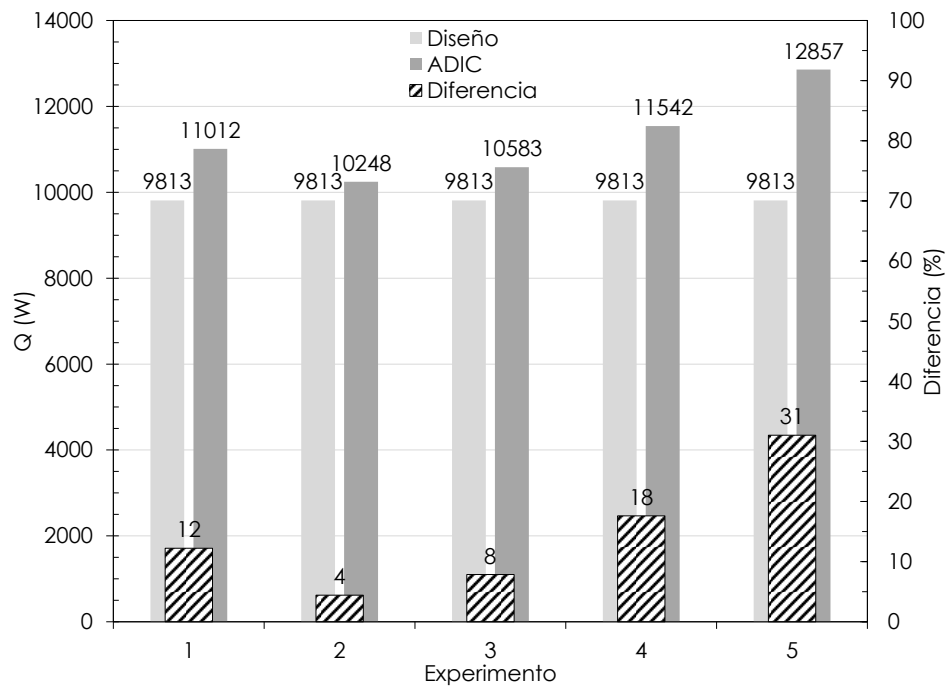


Figura 7. Comparativa de valores de Q obtenidos con el paquete de diseño y calculados con el ADIC.
Elaboración propia

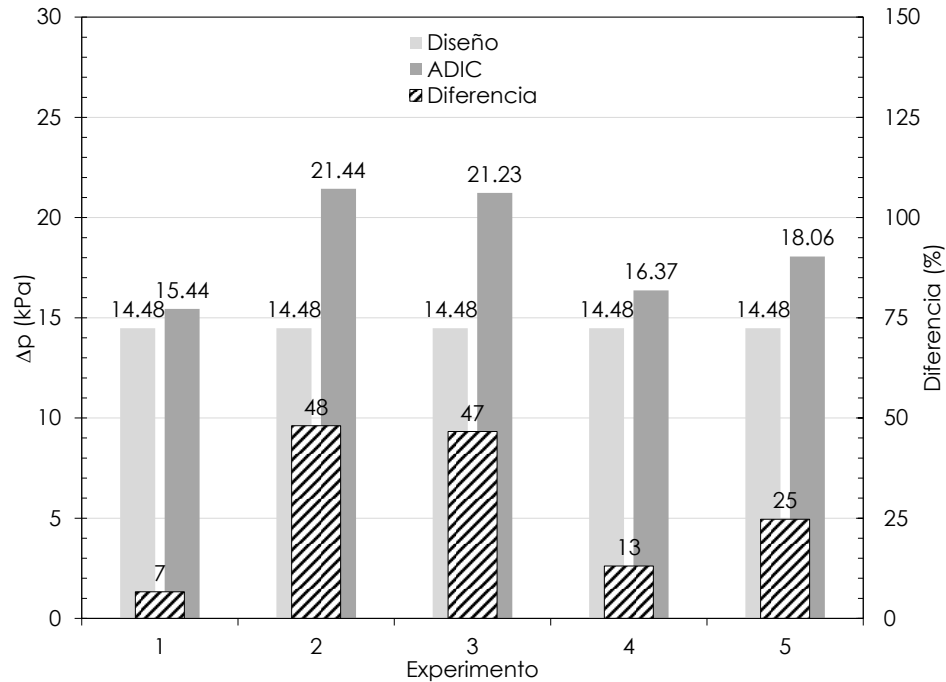


Figura 8. Comparativa de valores de Δp obtenidos con el paquete de diseño y calculados con el ADIC.
Elaboración propia

En este caso, puede observarse en las dos figuras anteriores, que la concordancia es mejor que en la comparativa de valores de las Figuras 5 y 6, si bien en algunos casos resultó mejor que en otros. Por lo tanto, para los fines de este estudio, se considera que el ADIC emula apropiadamente lo obtenido del paquete de diseño, lo cual es suficiente para el propósito pretendido.

Resultados de la optimización realizada por el AG

Los cálculos realizados con el AG, en conjunto con el ADIC, arrojaron varias combinaciones con valores mejorados de los parámetros de salida relevantes y, en consecuencia, el desempeño teórico del intercambiador de calor. En la Tabla 6 se muestran las mejores combinaciones de parámetros de entrada, con sus respectivos valores de los parámetros de salida.

Tabla 6. Mejores combinaciones de parámetros obtenidas por el AG

Caso	Parámetros de Entrada					Parámetros de Salida				
	T_{r1} (°C)	T_{r2} (°C)	T_{a1} (°C)	T_{a2} (°C)	N_p	N_c	N_{pr}	Q (W)	Δp (kPa)	$Q/\Delta p$ (W/Pa)
1	79	42	30	46	12	7	17.8	10973	15.66	0.70
2	79	42	30	46	12	7	18.0	11012	15.44	0.71
3	79	39	30	49	13	7	17.6	10453	14.14	0.74
4	79	39	30	48	13	7	19.8	10967	15.16	0.72
5	78	40	29	49	13	7	19.4	11542	16.37	0.71
6	79	42	30	48	13	7	21.0	12857	18.06	0.71

Cualquiera de las combinaciones mostradas en la tabla anterior arrojó valores de Q mucho mayores a los obtenidos experimentalmente (Tabla 5), representando una mejora de desempeño, en combinación con valores de Δp semejantes a algunos de los registrados en los experimentos. Es decir, se pudo incrementar la capacidad del intercambiador de calor, sin tener que incurrir en un aumento relevante en Δp , lo cual es ventajoso, considerando que es deseable que dicho parámetro se mantenga lo más bajo posible. El resto de los parámetros de relevancia se mantuvieron en valores que están dentro de lo que puede considerarse normal. La Figura 9 muestra el incremento en el valor de Q pronosticado por los cálculos de los algoritmos ADIC-AG, en comparación con los valores más altos obtenidos con el paquete de diseño y en los experimentos.

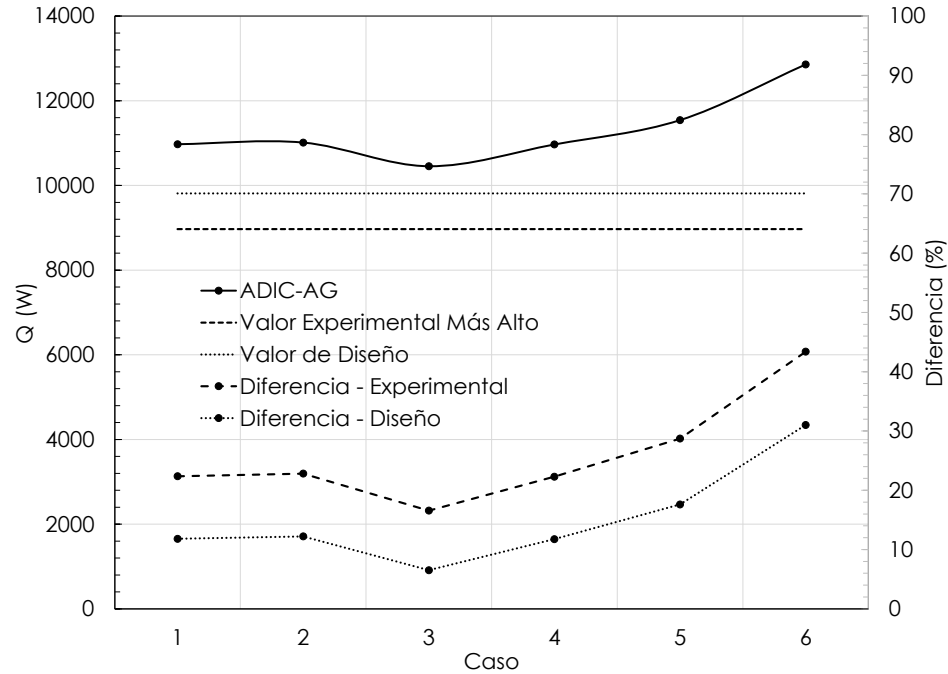


Figura 9. Comparativa de valores de Q obtenidos experimentalmente, con el paquete de diseño, y calculados con el ADIC. (Elaboración propia).

Como se puede observar en la figura anterior, el caso 6 es el que predice los mayores incrementos de Q en comparación con los valores más altos obtenidos experimentalmente (~43%) y con el paquete de diseño (~31%). No obstante, ese caso es uno de los que mayor Δp estimada presenta, además de que requeriría del mayor N_{pr} (ver Tabla 6). En contraparte, el caso 3 es el que menor Δp pronostica, con el menor N_{pr} , pero con los menores incrementos comparativos de Q : ~17% y ~7% con respecto al experimental y al de diseño, respectivamente. Por otro lado, considerando lo mostrado en la Tabla 6 y en la Figura 9, y tratando de encontrar algún caso que mantenga un adecuado balance costo/beneficio entre Q , Δp y N_{pr} , las opciones 2 y 5 lucen como las mejores, ya que presentan incrementos de Q de 23% y 29%, respectivamente, contra el valor experimental más alto, y de 12% y 18%, respectivamente, en comparación con el valor de diseño, presentando, además, valores de Δp y de N_{pr} que pueden considerarse, comparativamente, bajos o moderados.

DISCUSIÓN

Las pruebas experimentales realizadas en la empresa estuvieron rodeadas de amplias variaciones en sus condiciones, lo que provocó una variabilidad importante en los resultados, arrojando desviaciones estándar equivalentes al 7% y 55% de los valores promedio de Q y Δp , respectivamente. En este sentido, otros autores (Liu et al., 2023) han reportado valores obtenidos

experimentalmente empleando instalaciones de laboratorio, en las cuales, normalmente, se tiene un mayor control de su funcionamiento, lo que no necesariamente ocurre con las instalaciones industriales, como las empleadas en el presente estudio. Por lo tanto, la comparativa de resultados obtenidos con el ADIC contra los de estas pruebas experimentales pueden, en principio, ser considerados como no satisfactorios. En contraparte, la comparativa de lo obtenido con el ADIC contra lo obtenido del paquete comercial de diseño, cuando para ambos casos se trató de reproducir las condiciones de los experimentos, mostró una concordancia mucho mejor, con una diferencia promedio de 15% en el valor de Q , aunque en el caso de Δp la diferencia promedio fue del 28%. Por lo tanto, se consideró que el ADIC cumple con el propósito planteado.

El dúo ADIC-AG produjo varios casos que lograron cumplir los criterios de optimización implementados, en relación a las variables Q , Δp y N_{pr} , de los cuales se eligieron los seis mejores, en términos de los valores obtenidos para ellas. Las mejoras, para el caso con los valores más altos de desempeño del intercambiador de calor estudiado, caso 6, fueron del 43% y el 31% en el valor de Q , en comparación con los valores más altos obtenidos en los experimentos físicos y con el paquete computacional comercial usado para diseño, respectivamente. No obstante, los incrementos de Δp y N_{pr} estimados hacen que este resultado no sea, necesariamente, el mejor. Por otro lado, los casos que lucen más balanceados, considerando los valores de Q , Δp y N_{pr} calculados, son el 2 y el 5, en donde los incrementos en Q ascienden a 23% y 29%, respectivamente, al compararlos con los experimentales, y de 12% y 18%, respectivamente, contra los de diseño. En ambos escenarios, los valores de Δp y N_{pr} estimados pueden considerarse bajos o moderados, lo cual es aceptable, dado que la mejora obtenida en el valor de Q es relevante.

Por otro lado, la mayoría de los estudios sobre optimización en intercambiadores de calor encontrados se han enfocado en sistemas de otros tipos (Glavan et al. 2016; Imran et al., 2017; Kabayashi & Kurt, 2018; Liu et al., 2023; Shih et al., 2023; Xie et al., 2008), y los pocos que han analizado intercambiadores semejantes al del presente estudio lo han hecho con objetivos distintos al caso actual, tales como disminución de su peso o disminución de sus costos de operación (Raja et al., 2017), por lo que este estudio puede considerarse, en cierto sentido, novedoso.

CONCLUSIONES

El Algoritmo de Diseño de Intercambiadores de Calor Tipo Serpentín (ADIC) desarrollado mostró una correspondencia adecuada al ser comparado con los resultados obtenidos con el paquete

computacional comercial para diseño; la comparación de resultados del ADIC con los obtenidos en las pruebas experimentales exhibió mayores discrepancias.

El Algoritmo Genético (AG) diseñado e implementado, trabajando en conjunto con el ADIC, obtuvo varias combinaciones convenientes, y físicamente realistas, de los parámetros de entrada seleccionados, que lograban incrementar la relación $Q/\Delta p$ del intercambiador, en comparación con aquellos originalmente planteados en el diseño del intercambiador de calor estudiado.

El caso 6 fue el que presentó los valores más altos de desempeño del intercambiador de calor estudiado, con incrementos del 43% y el 31% en el valor de Q , en comparación con los valores más altos obtenidos en los experimentos físicos y con el paquete computacional comercial usado para diseño, respectivamente. No obstante, los incrementos de Δp y N_{pr} estimados hacen que este caso no sea, necesariamente, el mejor.

Los casos 2 y 5 lucen como los más balanceados, en donde los incrementos en Q ascienden a 23% y 29%, respectivamente, al compararlos con los experimentales, y de 12% y 18%, respectivamente, contra los de diseño; en ambos escenarios, los valores de Δp y N_{pr} obtenidos lucen favorables. Lo anterior es aceptable, considerando el impacto sobre el consumo de energéticos que tendrían los equipos en los cuales se podrían instalar esos intercambiadores de calor.

El desarrollo de algoritmos de diseño de intercambiadores de calor, acoplados a herramientas de optimización, tales como los algoritmos genéticos, resultan de gran valía para mejorar el desempeño de esa clase de sistemas gestores de la transferencia de energía, constituyéndose en herramientas computacionales de utilidad en las actividades de diseño de intercambiadores de calor.

Agradecimientos

Ricardo del Castillo Tinajero agradece la beca otorgada por el CONAHCYT para la realización de sus estudios de maestría.

REFERENCIAS

- Al-Obaidi, M.A., Li, J.P., Kara-Zaitri, C., & Mujtaba, I.M. (2017). Optimisation of reverse osmosis based wastewater treatment system for the removal of chlorophenol using genetic algorithms. *Chemical Engineering Journal*, 316, 91-100.
- Cao, E. (2010). *Heat Transfer in Process Engineering*. New York: McGraw Hill.
- Colburn, A.P. (1951). Problems in Design and Research on Condensers of Vapours and Vapour Mixtures. *General Discussion on Heat Transfer arranged by the Institution of Mechanical Engineers and the American Society of Mechanical Engineers*, 448-458.

- Glavan, M., Gradišar, D., Invitto, S., Humar, I., Juričić, Đ., Pianese, C., & Vrančić, D. (2016). Cost optimisation of supermarket refrigeration system with hybrid model. *Applied Thermal Engineering*, 103, 56-66.
- Imran, M., Pambudi, N.A., & Farooq, M. (2017). Thermal and hydraulic optimization of plate heat exchanger using multi objective genetic algorithm. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10, 570-578.
- Jafari-Marandi, R., & Smith, B.K. (2017). Fluid Genetic Algorithm (FGA). *Journal of Computational Design and Engineering*, 4, 158-167.
- Kayabasi, E., & Kurt, H. (2018). Simulation of heat exchangers and heat exchanger networks with an economic aspect. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 21, 70-76.
- Liu, C., Bu, W., & Xu, D. (2017). Multi-objective shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD and multi-objective genetic algorithm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 111, 65-82.
- Liu, Q., Tao, Y., Shi, L., Zhou, T., Huang, Y., Peng, Y., Wang, Y., & Tu, J. (2023). Parametric optimization of a spiral ground heat exchanger by response surface methodology and multi-objective genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 221, paper 119824.
- Raja, B.D., Vivek, P., & Jhala, R.L. (2017). Thermal design and optimization of fin-and-tube heat exchanger using heat transfer search algorithm. *Thermal Science and Engineering Progress*, 4, 45-57.
- Shih, Y.-C., Lee, Y.-C., & Lin, K.-C. (2023). Optimized design on the thermohydraulic performance of the helical coil heat exchanger. *International Journal of Thermofluids*, 17, paper 100271.
- Wang, L., Sundén, B., & Manglik, R.M. (2007). *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*. Southampton, UK: WIT Press.
- Xie, G.N., Sunden, B., & Wang, Q.W. (2008). Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 28, 895-906.