

**ESTUDIO EN CFD DE LA INFLUENCIA DEL COIL PITCH EN LA
TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN TANQUES DE
AGITACIÓN CON CHAQUETAS DE SERPENTINA DE MEDIA TUBERÍA**

JHON EDISON LEÓN VEGA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA**

2017

**ESTUDIO EN CFD DE LA INFLUENCIA DEL COIL PITCH EN LA
TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN TANQUES DE
AGITACIÓN CON CHAQUETAS DE SERPENTINA DE MEDIA TUBERÍA**

JHON EDISON LEÓN VEGA

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO QUÍMICO**

Director

ARLEX CHAVES GUERRERO

Ingeniero Químico, Ph.D.

Codirectores

JOSÉ ROBERTO NUNHEZ

Ingeniero Químico, Ph.D.

RONALD JAIMES PRADA

Ingeniero Químico, Ph.D.

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA INGENIERÍA QUÍMICA
BUCARAMANGA**

2017

DEDICATORIA

Dedico esta tesis primordialmente a nuestro Señor y Salvador Jesús, porque sin ti mi Dios nada sería posible.

A mi papá Raúl Antonio León Moreno, a mi mamá Maura Vega Rodriguez, a mis hermanos Enrique y Duvan, a mis hermanas Angie, Tatiana y Vanessa, y a mi sobrina Samantha, por ser las bendiciones más grandes que Dios me ha dado y la motivación que impulsa mi vida.

AGRADECIMIENTOS

Mi mayor agradecimiento es para Dios, por sanar mi ojo izquierdo permitiéndome volver a la universidad para continuar con mi proceso de formación profesional y darme la fuerza necesaria para seguir construyendo mis sueños superando la adversidad, por ser quien guía cada uno de mis pasos llevándome de su mano.

Agradezco especialmente a mis amados padres, de los que me siento totalmente orgulloso y afortunado, por todo su amor, sacrificio, esfuerzo y apoyo incondicional a lo largo de mi vida.

A mis queridos hermanos y hermanas, por todo su cariño y respaldo, por ser mis compañeros y amigos eternos.

A mi querida sobrina por ser un ángel hermoso que llena de alegría a rebosar mis días.

Al Prof. Dr Arlex Chaves Guerrero por su confianza, comprensión y total colaboración.

Al Prof. Dr José Roberto Nunhez por la oportunidad y recibimiento para realizar mi pasantía de investigación, a Nayla y al grupo del Laboratorio de Fluidodinámica Computacional L-CFD de la Universidad Estatal de Campinas (UNICAMP, Campinas, SP-Brasil) por el cariño, la ayuda y hacer de mi estancia en Brasil una de las mejores experiencias de mi vida.

Al Dr. Ronald Jaimes Prada por su amistad, orientación y acompañamiento en el desarrollo de este proyecto de investigación.

Al Prof. Msc. Omar Benavides y Msc. Natalia Prieto por sus valiosos comentarios, sugerencias y aportes.

La vida es y siempre seguirá siendo una ecuación incapaz de resolver, pero tiene ciertos factores que conocemos.

Nikola Tesla

Somos arquitectos de nuestro propio destino.

Albert Einstein

Título: ESTUDIO EN CFD DE LA INFLUENCIA DEL COIL PITCH EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN TANQUES DE AGITACIÓN CON CHAQUETAS DE SERPENTINA DE MEDIA TUBERÍA.

Autor: Jhon Edison León Vega

Director: Arlex Chavez Guerrero. Ingeniero Químico, Ph.D.
Universidad Industrial de Santander.

Codirectores: José Roberto Nunhez. Ingeniero Químico, Ph.D.
Ronald Jaimes Prada. Ingeniero Químico, Ph.D.
Universidad Estatal de Campinas.

Trabajo de grado presentado para optar al título de Ingeniero Químico.

El presente trabajo de experimentación numérica fue realizado en colaboración con la Universidad Estatal de Campinas (UNICAMP, Campinas-SP, Brasil), en la modalidad de pasantía de investigación. Todas las simulaciones del modelo computacional tridimensional del tanque de agitación con las diferentes configuraciones de la chaqueta de serpentina de media tubería fueron llevadas a cabo en el software ANSYS CFX 17.2, cuya licencia se encuentra en el Laboratorio de Fluidodinámica Computacional (L-CFD) del Departamento de Ingeniería de Procesos (DEPro) de la Facultad de Ingeniería Química (UNICAMP), a cargo del profesor Dr. José Roberto Nunhez.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	12
1. MARCO TEÓRICO	15
1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN TANQUES AGITADOS	17
1.2 MODELO MATEMÁTICO	18
1.2.1 Ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía	18
1.2.2 Turbulencia y modelo de turbulencia	20
1.2.3 Métodos numéricos	21
2. METODOLOGÍA	22
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	22
2.2 PRE-PROCESAMIENTO	23
2.2.1 Creación de la geometría.	23
2.2.2 Generación de la malla.	27
2.2.3 Configuración del modelo de simulación CFD	28
2.2.3.1 Condiciones de contorno, iniciales y de operación.	28
2.2.3.2 Modelo físico y esquemas numéricos.	29
2.3 SOLUCIÓN COMPUTACIONAL	31
2.4 POS-PROCESAMIENTO	31
3. ANÁLISIS DE RESULTADOS	32
3.1 CONVERGENCIA Y MALLA ÓPTIMA DEL ESTUDIO DE INDEPENDENCIA DE MALLA	32
3.2 VALIDACIÓN DEL MODELO COMPUTACIONAL 3D DEL TANQUE DE AGITACIÓN ENCHAQUETADO	34
3.3 OBTENCIÓN DE LOS COEFICIENTES PROMEDIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA	36
3.4 COMPARACIÓN DE LOS COEFICIENTES PROMEDIOS DE LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES DE LA CHAQUETA CON LA CONFIGURACIÓN DE REFERENCIA ESTÁNDAR INDUSTRIAL	39
4. CONCLUSIONES	42
5. RECOMENDACIONES	43

BIBLIOGRAFÍA	44
ANEXOS	47

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Dimensiones del modelo computacional.	24
Tabla 2. Variación de los parámetros de interés en la chaqueta.	26
Tabla 3. Condiciones de contorno utilizadas en las simulaciones.	29
Tabla 4. Modelo físico y esquemas numéricos utilizados en cada una de las simulaciones.	30
Tabla 5. Aumento del área superficial (A_{sc}) de transferencia de calor en la chaqueta por la variación del CP.	39
Tabla 6. Promedios del porcentaje de aumento de los coeficientes promedios para cada una de las configuraciones de la chaqueta en los dos casos de estudio establecidos.	40
Tabla 7. Resultados de los coeficientes promedios para todas las variaciones del CP en los dos casos de estudio para el segundo 18 del tiempo de simulación.	40

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Tanque de agitación enchaquetado. (a) Esquema de un tanque agitado convencional. (b) Chaqueta de serpentina de media tubería con parámetro geométrico Coil Pitch. (c) Corte axial de un tanque con chaqueta de serpentina.	16
Figura 2. Diagrama de flujo de la metodología en CFD.	22
Figura 3. Modelo computacional del tanque de agitación enchaquetado. (a) Dimensiones características del tanque. (b). Tanque con superficie de la chaqueta en la pared. (c) Dominio estacionario y rotativo. (d) Dimensiones características del impulsor.	24
Figura 4. Modelo de la configuración de referencia estándar. (a) Superficie de la chaqueta. (b) Chaqueta completa. (c) Plano bidimensional del modelo con las dimensiones características de interés de la chaqueta.	25
Figura 5. Plano bidimensional axial de las diferentes configuraciones de la chaqueta. (a) CP1. (b) CP2. (c) CP3. (d) CP4. (e) CP5. (f) CP6.	27
Figura 6. Volúmenes tipo prisma en las superficies. (a-b) Pared del tanque. (c) Disco del impulsor y eje. (d) Paleta del impulsor.	28
Figura 7. Monitoreo del criterio de convergencia para la configuración CP1 con T_{sc} constante.	32
Figura 8. Resultados del estudio de independencia de malla. (a) Todas las mallas. (b) Mallas 4-6.	33
Figura 9. Mallas no estructuradas 3D para las diferentes configuraciones de la chaqueta. (a) CP1. (b) CP2. (c) CP3. (d) CP4. (e) CP5. (f) CP6.	34

Figura 10. Patrón de flujo y perfil de temperatura generado por el modelo en CFD para la configuración CP2 de la chaqueta para un tiempo de simulación de 18 s. (a) Vectores de velocidad en un plano axial a T_{sc} constante. (b) Vectores de velocidad en un plano axial a Q_{sc} constante. (c) Contornos de temperatura a T_{sc} constante. (d) Contornos de temperatura a Q_{sc} constante. 35

Figura 11. Comparación del patrón de flujo generado por el modelo en CFD. (a) Patrón de flujo para impulsores de flujo radial. (b) Patrón de flujo para la configuración CP2 de la chaqueta, vectores de velocidad en un plano axial del impulsor Rushton. (c) Vectores de velocidad en un plano axial del impulsor tipo Rushton. 36

Figura 12. Perfiles de los coeficientes promedios al lado del proceso en función del tiempo de simulación para todas las variaciones del parámetro CP. (a) Caso de estudio A. (b) Caso de estudio B. 38

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Patrones de flujo para impulsores de flujo radial y axial. Características impulsor Rushton y chaqueta de serpentina de media tubería.	47
Anexo B. Modelo de turbulencia SST (<i>Shear Stress Transport</i>).	49
Anexo C. Malla no estructurada del modelo tridimensional completo del tanque de agitación enchaquetado.	51
Anexo D. Estudio de independencia de malla.	53
Anexo E. Propiedades fisicoquímicas del fluido de estudio.	58
Anexo F. Especificación de las condiciones de contorno.	58
Anexo G. Detalles del modelo físico y esquemas numéricos.	60
Anexo H. Características del <i>Cluster</i> y recurso utilizado.	61
Anexo I. Malla óptima del estudio de independencia de malla.	62
Anexo J. Número de elementos totales de las mallas para las diferentes configuraciones de la chaqueta de serpentina de media tubería.	63
Anexo K. Evolución del patrón de flujo y perfil de temperatura con respecto al tiempo de simulación para la configuración CP1 de la chaqueta con flux de calor Q_{sc} constante.	64
Anexo L. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la predicción de los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada.	72

RESUMEN

TITULO: ESTUDIO EN CFD DE LA INFLUENCIA DEL COIL PITCH EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN EN TANQUES DE AGITACIÓN CON CHAQUETAS DE SERPENTINA DE MEDIA TUBERÍA*.

AUTOR: JHON EDISON LEON VEGA**

PALABRAS CLAVE: TANQUES AGITADOS, CHAQUETAS DE SERPENTINA DE MEDIA TUBERÍA, TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN, DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD).

DESCRIPCIÓN:

Los tanques de agitación enchaquetados son utilizados en un gran número de aplicaciones industriales para procesos que requieren calentamiento o enfriamiento del medio de procesamiento. Aunque las chaquetas de serpentina de media tubería sean ampliamente usadas, pocos estudios han sido reportados en la literatura considerando la influencia del parámetro geométrico *Coil Pitch* de la chaqueta en la transferencia de calor por convección. Por lo tanto, en este trabajo se presenta un modelo computacional 3D empleando el paquete de CFD del software comercial ANSYS CFX 17.2, para simular el comportamiento de un tanque de agitación enchaquetado y predecir los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada al lado del proceso considerando las variaciones del *Coil Pitch*. El análisis CFD es abordado con dos casos de estudio, correspondientes a las condiciones de contorno: temperatura constante y flux de calor constante, aplicadas al área superficial de la chaqueta en contacto directo con la pared del tanque, simplificando la complejidad geométrica del modelo para generar mallas de menor densidad. Los resultados obtenidos en las simulaciones son independientes del número de volúmenes de control de la malla de discretización, indicando que la transferencia de calor por convección forzada en la pared interna del tanque depende del *Coil Pitch*; por ende, las modificaciones propuestas para la configuración de la chaqueta con valores de 61,45; 66,75 y 73,05 mm para el parámetro evaluado promueven el mejoramiento del equipo en términos de transferencia de calor con un incremento promedio aproximado del 20,5; 15,5 y 7% en el coeficiente promedio de transferencia de calor, respectivamente, en comparación con la configuración de referencia estándar industrial (*Coil Pitch* de 79,45 mm).

*Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Químicas. Escuela de Ingeniería Química. Director: Arlex Chavez Guerrero, Ingeniero Químico, Ph.D. Codirectores: José Roberto Nunhez, Ingeniero Químico, Ph.D. Ronald Jaimes Prada, Ingeniero Químico, Ph.D, Universidad Estatal de Campinas.

ABSTRACT

TITLE: CFD STUDY OF THE COIL PITCH INFLUENCE ON CONVECTION HEAT TRANSFER ON HALF PIPE COIL JACKETED AGITATED VESSELS*

AUTHOR: JHON EDISON LEÓN VEGA**

KEYWORDS: AGITATED VESSELS, HALF PIPE COIL JACKET, CONVECTION HEAT TRANSFER, COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD).

DESCRIPTION:

Jacketed agitated vessels are widely used for industrial applications which involve processes that require heating or cooling of the medium processed. Although half pipe coil jackets have been extensively used, there are few reported studies which consider the influence of the geometric parameter Coil Pitch of the jacket on the convective heat transfer process. Therefore, this work presents a 3D computational model of a jacketed agitated vessel using CFD package contained on the commercial software ANSYS CFX 17.2 that allows itself to simulate the behavior of the equipment and predict the average forced convection heat transference coefficients at process side considering Coil Pitch variations. The CFD analysis is approached with two case studies, corresponding to the boundary conditions: constant temperature and constant heat flux, applied to the superficial area of the jacket which is in direct contact to the agitation vessel wall, this makes less complex the model's geometry generating less dense meshes. The results obtained on simulations are independent to the control volumes number of the discretization mesh which indicates that forced convection heat transference at inner vessel wall depends on the Coil Pitch; therefore, the proposed modifications for the jacket configuration with values of 61,45; 66,75 y 73,05 mm for the studied parameter improve the equipment in terms of heat transfer with an approximated increment of 20,5; 15,5 y 7% in the average heat transfer coefficient respectively, compared to the standard industrial reference configuration (Coil Pitch of 79,45 mm).

*Bachelor Thesis

** Facultad de Ingenierías Físico-Químicas. Escuela de Ingeniería Química. Director: Arlex Chavez Guerrero, Ingeniero Químico, Ph.D. Codirectores: José Roberto Nunhez, Ingeniero Químico, Ph.D. Ronald Jaimes Prada, Ingeniero Químico, Ph.D, Universidad Estatal de Campinas.

INTRODUCCIÓN

Los tanques de agitación enchaquetados son equipos utilizados comúnmente en la industria, principalmente para procesos cuya producción continua no es posible y deben ser operados en lotes. Cuando ocurre una reacción química, es llamado reactor químico. Estos equipos normalmente consisten en un tanque cilíndrico con deflectores, equipados con uno o más impulsores, acoplados a un motor por medio de un árbol eje y provisto de un dispositivo externo (chaqueta) que promueve el intercambio de calor.

El enchaquetamiento es un método comúnmente utilizado para procesos de calentamiento o enfriamiento de tanques o reactores, que minimiza el riesgo de contaminación porque no hay superficies en contacto directo con el medio de procesamiento¹. Así mismo, las chaquetas de serpentina de media tubería consisten en media sección de tubería enrollada y soldada alrededor de la pared del tanque², donde la chaqueta no es instalada en la totalidad de la pared, lo que da lugar a una cantidad limitada de superficie en el espaciamiento entre tubos. Aunque este tipo de chaqueta sea ampliamente utilizada, se tiene poca información reportada en la literatura acerca de las características de los campos de flujo y transferencia de calor^{3,4}, además, pocos estudios han sido publicados considerando el efecto del parámetro “*Coil Pitch*” (*) sobre la capacidad de transferencia de calor. En particular, los trabajos realizados para chaquetas de serpentina de media tubería en

¹ MOHAN, Pankaj; EMERY, Anthony Nicholas; AL-HASSAN, Tariq. Review heat transfer to Newtonian fluids in mechanically agitated vessels. En: Experimental Thermal and Fluid Science. 1992, vol. 5., p.861-883.

² MCKETTA, John. HEAT TRANSFER DESIGN METHODS: Jacketed Vessels. New York: Marcel Dekker, Inc, 1992. p. 418. ISBN 0-8247-8518-5.

³ LI, Yaxia, *et al.* Fluid flow and heat transfer characteristic of outer and inner half coil jackets. En: Elsevier Chinese Journal of Chemical Engineering. 2011, vol. 19 no.2., p. 253-261.

⁴ DHOTRE, M.T; MURTHY, Z.V.P y JAYAKUMAR, N.S. Modeling and dynamics studies of heat transfer cooling of liquid in half-coil jackets. En: Elsevier Chemical Engineering Journal. 2006, vol. 118., p. 183-188. Disponible en DOI:10.1016/j.cej.2006.02.008

(*) El Coil Pitch es un parámetro geométrico de las chaquetas de serpentina de media tubería, siendo por definición la distancia entre dos vueltas adyacentes de tubería, medida desde la mitad de cada vuelta.

análisis numérico^{3,4,5} o experimental⁴, están enfocados en procesos de enfriamiento de reactores, donde la dinámica del reactor no es precisada, asumiendo una condición de contorno de flux de calor constante en la pared para simplificar la complejidad de los modelos matemáticos desarrollados^{3,5}. Es a resaltar que el efecto del “*Coil Pitch*” es ignorado.

Por otra parte, la dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) es una herramienta de simulación usada para determinar el campo de flujo de un fluido, y los campos de temperatura y concentración a partir de técnicas numéricas, CFD es utilizada para estudios conceptuales de nuevos diseños, desarrollo detallado de productos, optimización y rediseño, pues proporciona información detallada del comportamiento de flujo, perfiles de presión, velocidad y temperatura, incluyendo sistemas reactivos en diferentes fases, entre otras⁶. Es necesario aclarar que el análisis en CFD complementa las pruebas experimentales y, por lo tanto, no tiene como objetivo sustituir la fluidodinámica experimental^{6,7}. Así mismo, esta técnica numérica permite reducir significativamente el tiempo y costo requerido para la obtención de resultados, además de brindar flexibilidad al momento de evaluar diferentes alternativas y parámetros dimensionales en el proceso de diseño.

Por lo anterior, el objetivo principal de este trabajo es analizar numéricamente la influencia del parámetro “*Coil Pitch*” en el coeficiente promedio de transferencia de calor, en tanques de agitación con impulsor tipo turbina de Rushton de seis paletas rectas. Como herramienta computacional, se empleó el paquete de CFD del software comercial ANSYS CFX 17.2. Para tal fin, se desarrolló un modelo computacional tridimensional del tanque de agitación enchaquetado, capaz de representar de manera cualitativa los fenómenos físicos involucrados; además se

⁵ LI, Yaxia, *et al.* Comparison of fluid flow and heat transfer behavior in outer and inner half coil jackets and field synergy analysis. En: Elsevier Applied Thermal Engineering. 2011, vol. 31., p. 3078-3083. Disponible en DOI:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.001

⁶ ESSS. Conteúdo: Biblioteca Técnica. [En línea]. Curso online. Introdução à simulação: Fluidodinâmica. 2016. (Recuperado en 30 octubre 2016). Disponible en http://library.esss.com.br/curso_introducao_simulacao_fluidodinamica_tk.

⁷ JAIMES PRADA, Ronald. OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES DE NUSSELT EM REATORES DE TANQUE AGITADO ATRAVÉS DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD). Tesis de Doctorado en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2015, p 34.

configuró en el modelo numérico las modificaciones propuestas para la chaqueta de serpentina de media tubería, estudiando la variación del “*Coil Pitch*”. Por último, se determinaron los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada en la pared interna del tanque, y se compararon dichos resultados con la configuración de referencia estándar utilizada en la industria para el parámetro analizado.

1. MARCO TEÓRICO

La mayoría de productos industriales requieren de algún tipo de agitación en sus diferentes líneas de producción, como la industria de alimentos, la elaboración de productos químicos y farmacéuticos, el manejo de petróleo crudo, el tratamiento de efluentes, entre otros. Así mismo, la agitación es un proceso que proporciona movimiento al líquido y auxilia la realización de procesos físicos y químicos en diferentes aplicaciones líquido-líquido, líquido-sólido y líquido-gas⁸.

El conjunto conocido como tanque agitado en su forma más simple consiste en un recipiente cilíndrico, abierto o cerrado con uno o más impulsores, un motor y, usualmente, deflectores; cuando se requiere intercambio de calor, el sistema es provisto con serpentinas o chaquetas⁸. En particular, los deflectores son laminas introducidas en el tanque para provocar perturbaciones o redireccionamiento del flujo, generando un mayor grado de turbulencia y evitando la formación del fenómeno de vórtice, lo cual causa bajos niveles de mezclado por el movimiento circular del fluido⁹. Por otra parte, el tipo de impulsor depende de las características de la aplicación, propiedades físicas del sistema y de la eficiencia deseada en el proceso. Los impulsores son clasificados de acuerdo con el régimen de mezclado: laminar o turbulento^{9,10}. Para régimen laminar, el diámetro de los impulsores se aproxima al diámetro del tanque y no son usados deflectores; el impulsor tipo ancla y hélice son los más utilizados. En el caso de régimen turbulento, los impulsores son clasificados en impulsores de flujo radial y axial, donde los más empleados comercialmente son el impulsor tipo naval, el tipo paletas (rectas o inclinadas) y tipo turbina de Rushton. Estos impulsores corresponden a más del 80% de las aplicaciones industriales¹¹.

⁸ JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Conceitos Básicos de Agitação e Mistura. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. p.3. ISBN 978-85-216-1571-2

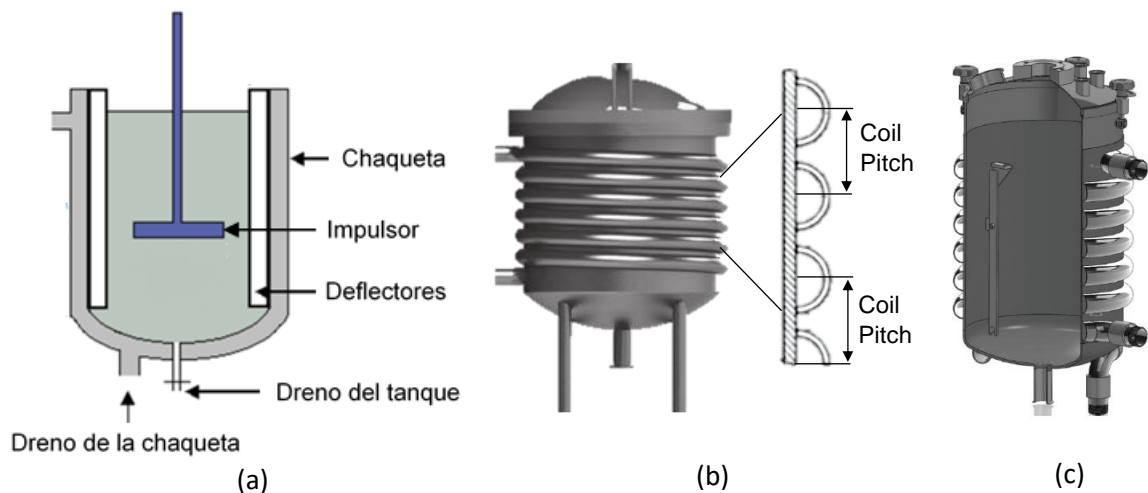
⁹ *Ibíd.*, p. 6.

¹⁰ MONTEIRO OLINO, Ana Leticia. Otimização do impelidor KPC utilizando Fluidodinâmica Computacional (CFD). Tesis de Maestría en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2010, 18p.

¹¹ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 9.

Por otro lado, las chaquetas de serpentina de media tubería consisten en una tubería cortada longitudinalmente con un ángulo central de 180° , enrollada y soldada alrededor de la pared del tanque^{12,13}. La chaqueta no es instalada en la totalidad de la pared, dando lugar a una cantidad limitada de superficie libre entre los espacios de tubos adyacentes. Dentro de los tamaños estándar utilizados, en esta investigación se empleó un diámetro externo de media tubería de 60,45 mm y un espaciamiento típico entre tubos de 19 mm^{13,14,15}. En la Figura 1 se puede observar el esquema de un tanque de agitación convencional y el equipo real a simular.

Figura 1. Tanque de agitación enchaquetado. (a) Esquema de un tanque agitado convencional. (b) Chaqueta de serpentina de media tubería con parámetro geométrico *Coil Pitch*. (c) Corte axial de un tanque con chaqueta de serpentina.



Fuente: (a) Tomado y modificado de JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Conceitos Básicos de Agitação e Mistura. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. p.5. ISBN 978-85-216-1571-2. (b) Tomado y modificado de KRESTA, Suzane M, *et al.* Advances in Industrial Mixing: A Companion to the Handbook of Industrial Mixing: Heat Transfer in Stirred Tanks-Update. New Jersey: Jonh Wiley & sons, Inc. 2016. p. 501. ISBN 978-0470-52382-7. (c) APACHE STAINLESS EQUIPMENT CORPORATION. ABSTRACT AND ATTRIBUTES OF ASME VESSEL HEAT TRANSFER SURFACES: Half Pipe Coil Jacket. [En línea]. 2016. (Recuperado en 07 NOVIEMBRE 2016). Disponible en <https://www.apachestainless.com/Portals/0/Documents/White%20Papers/Heat-Transfer-Surfaces-Guide.pdf>.

¹² MCKETTA. Op. Cit., p. 418.

¹³ KRESTA, Suzane M, *et al.* Advances in Industrial Mixing: A Companion to the Handbook of Industrial Mixing: Heat Transfer in Stirred Tanks-Update. New Jersey: Jonh Wiley & sons, Inc. 2016. p. 501. ISBN 978-0470-52382-7.

¹⁴ MCKETTA. Op. Cit., p. 424.

¹⁵ ALBRIGHT, Lyle F. ALBRIGHT'S CHEMICAL ENGINEERING HANDBOOK: HEAT TRANSFER IN MIXING EQUIPMENT. New York: CRC Press Taylor & Francis Group. 2009. p. 700. ISBN 978-0-8247-5362-7

El Anexo A muestra patrones de flujo correspondientes al tipo de impulsor y, características del impulsor Rushton y chaqueta de serpentina de media tubería.

1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN TANQUES AGITADOS

Cuando es necesario adicionar o remover calor en un tanque agitado, son utilizados dispositivos internos (serpentinan) o externos (chaquetas). La transferencia de energía térmica en tanques agitados es dada principalmente por el movimiento global del fluido, originado por el patrón de flujo de un determinado impulsor. Ese mecanismo, conocido como transferencia de calor por convección forzada, ocurre entre el fluido en movimiento y una superficie cuando los dos se encuentran a diferentes temperaturas¹⁶. En el fluido cercano a la pared del tanque se generan una capa límite de velocidad y térmica, la región de flujo fuera a la capa límite es definida como corriente libre, donde los gradientes de velocidad y temperatura son despreciables¹⁷. Independientemente de la naturaleza convectiva del proceso de intercambio de calor, la tasa de transferencia de calor es descrita por la ley de enfriamiento de Newton. La cual establece que la tasa de transferencia de calor que abandona una superficie con temperatura T_s para pasar a un fluido del entorno a temperatura T_f es dada por la Ecuación 1, donde A es el área de intercambio de calor, y h_o es el coeficiente local de transferencia de calor por convección^{16,18}.

$$Q = h_o A (T_s - T_f) \quad (1)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección h_o depende de la capa límite, que a su vez es influenciada por la geometría de la superficie, propiedades físicas del fluido y la condición de flujo, siendo así, un parámetro clave en el estudio de la convección^{16,17}. Para tanques agitados los coeficientes locales de transferencia de calor cambian significativamente en dirección axial, presentando valores más altos

¹⁶ JAIMES. Op. Cit., p. 52-53.

¹⁷ INCROPERA, Frank, *et al.* FUNDAMENTALS OF HEAT AND MASS TRANSFER: Introduction to Convection. Jefferson City: Jonh Wiley & sons, Inc. 2011. p. 374-416. ISBN 13 978-0470-50197-9.

¹⁸ INCROPERA, Frank, *et al.* FUNDAMENTALS OF HEAT AND MASS TRANSFER: Internal Flow. Jefferson City: Jonh Wiley & sons, Inc. 2011. p. 523-525. ISBN 13 978-0470-50197-9.

en la región del plano de rotación del impulsor, y disminuyendo a medida que se aleja de dicho plano (por encima o por debajo). De esta manera, existe un perfil de coeficientes locales (h_o), donde el promedio de estos es un coeficiente promedio de transferencia de calor por convección forzada ($\overline{h_o}$)^{19,20}.

1.2 MODELO MATEMÁTICO

Los procesos en tanques agitados son representados matemáticamente por un sistema de ecuaciones de conservación o transporte. Ese sistema es acoplado, lo que implica que las ecuaciones son interdependientes. A continuación, son presentadas las ecuaciones que gobiernan el movimiento de un fluido en cualquier flujo²¹.

1.2.1 Ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía.

La conservación de masa, también conocida por ecuación de continuidad, es dada por la Ecuación 2, donde ρ es la masa específica y varía con el tiempo.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2)$$

Para un fluido incompresible, la ecuación de continuidad en coordenadas cartesianas puede ser expresada como la Ecuación 3.

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_j}{\partial x_j} + \frac{\partial v_k}{\partial x_k} = 0 \quad (3)$$

¹⁹ MOHAN. Op. Cit., p. 861-867.

²⁰ INCROPERA. Op. Cit., p. 382-383.

²¹ JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Fluidodinâmica Computacional e Modelagem. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. p.145-175. ISBN 978-85-216-1571-2

Por otra parte, las ecuaciones de Navier-Stokes representan la conservación de momento en cada una de las direcciones de coordenadas para un fluido newtoniano. En particular, la Ecuación (4) representa el balance de cantidad de movimiento en dirección x .

$$\rho \left[\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial(v_i \cdot v_j)}{\partial x_j} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \cdot \delta_{ij} \right) \right] + \rho g_i + F \quad (4)$$

Donde, p es la presión del fluido, \vec{g} es la aceleración de gravedad y F es un término fuente (fuerzas externas). En el lado izquierdo de la Ecuación 4 aparecen los términos temporal y convectivo. Los términos del lado derecho son el gradiente de presión, difusión de momento por fuerzas viscosas (μ es la viscosidad dinámica del fluido), la fuerza gravitacional y las fuerzas externas que actúan sobre el fluido.

Respecto a la transferencia de calor, es aproximada numéricamente a través de la ecuación de conservación de energía. La Ecuación 5 expresa la conservación de energía en términos de entalpía total.

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial x_i} + \frac{\partial[v_i(\rho E + p)]}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_{j'} h_{j'} J_{j',i} + v_j (\tau_{ij})_{ef} \right] + S_{ji} \quad (5)$$

El primer término del lado izquierdo de la Ecuación 5 es el término temporal de variación de energía, y el segundo es un término convectivo de transporte de energía. Del lado derecho, el primer término representa la transferencia de calor por conducción; el segundo término corresponde a la transferencia de calor por difusión de especies químicas; el siguiente parámetro corresponde a la pérdida de calor por disipación viscosa; y el último término incluye fuentes de calor debido a reacciones,

radiación y otros fenómenos. En la Ecuación 6, la energía E es relacionada con la entalpia h , la presión y la velocidad.

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (6)$$

1.2.2 Turbulencia y modelo de turbulencia. El régimen de flujo dentro de tanques de agitación es descrito por el número de Reynolds (Ecuación 7), donde: D es el diámetro del impulsor y N la velocidad de rotación del impulsor. De modo general, el régimen turbulento es caracterizado para un valor de Re superior a 10000²².

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu} \quad (7)$$

Para que un proceso sea eficiente en términos de agitación y transferencia de calor es necesario un alto grado de turbulencia, debido a que el movimiento caótico del fluido genera un aumento significativo en la transferencia de masa, momento y energía²³. Para obtener resultados significativos en CFD, es necesario incorporar los efectos turbulentos en el modelo numérico utilizando un modelo de turbulencia²⁴. Cuando los efectos turbulentos son incluidos en las ecuaciones de Navier-Stokes, las cantidades transportadas, como la velocidad, acaba siendo descrita como la suma entre un valor promedio y un valor fluctuante (Ecuación 8).

$$v = \bar{v}_i + v'_i \quad (8)$$

Los nuevos términos $(\overline{v'_i v'_j})$ incorporados a las ecuaciones de Navier-Stokes (Ecuación 9), son los tensores de Reynolds que son obtenidos utilizando expresiones aproximadas a partir de ecuaciones semi-empíricas, conocidas como

²² JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 13.

²³ JAIMES. Op. Cit., p. 60.

²⁴ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 150.

modelos de turbulencia RANS (*Reynolds-Average Navier-Stokes*)²⁵. El modelo de turbulencia RANS de dos ecuaciones SST (*Shear Stress Transport*) es presentado con detalle en el Anexo B.

$$\rho \left[\frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial (v_i \cdot v_j)}{\partial x_j} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \cdot \delta_{ij} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{v_i' v_j'} \right) + \rho g_i + F \quad (9)$$

1.2.3 Métodos numéricos. Para predecir el comportamiento del flujo, la transferencia de calor y masa, y otros fenómenos relacionados, CFD aproxima numéricamente las ecuaciones de continuidad, momento y energía. Las soluciones numéricas exigen un cambio de formulación continua a formulación discreta; por lo tanto, una aproximación numérica utiliza pequeños volúmenes de control conectados entre sí, generando una malla como representación discreta del dominio fluido. El *Solver CFX* del paquete de CFD de ANSYS 17.2 es basado en el método numérico de volúmenes finitos (FVM - *Finite Volume Method*), pues garantiza el cierre de los balances de conservación para cualquier propiedad, además de poseer la ventaja de mantener un carácter conservativo en la discretización de las ecuaciones de balance, y menores tiempos computacionales para el cálculo en comparación con el método de elementos finitos (FEM - *Finite Element Method*)²⁶.

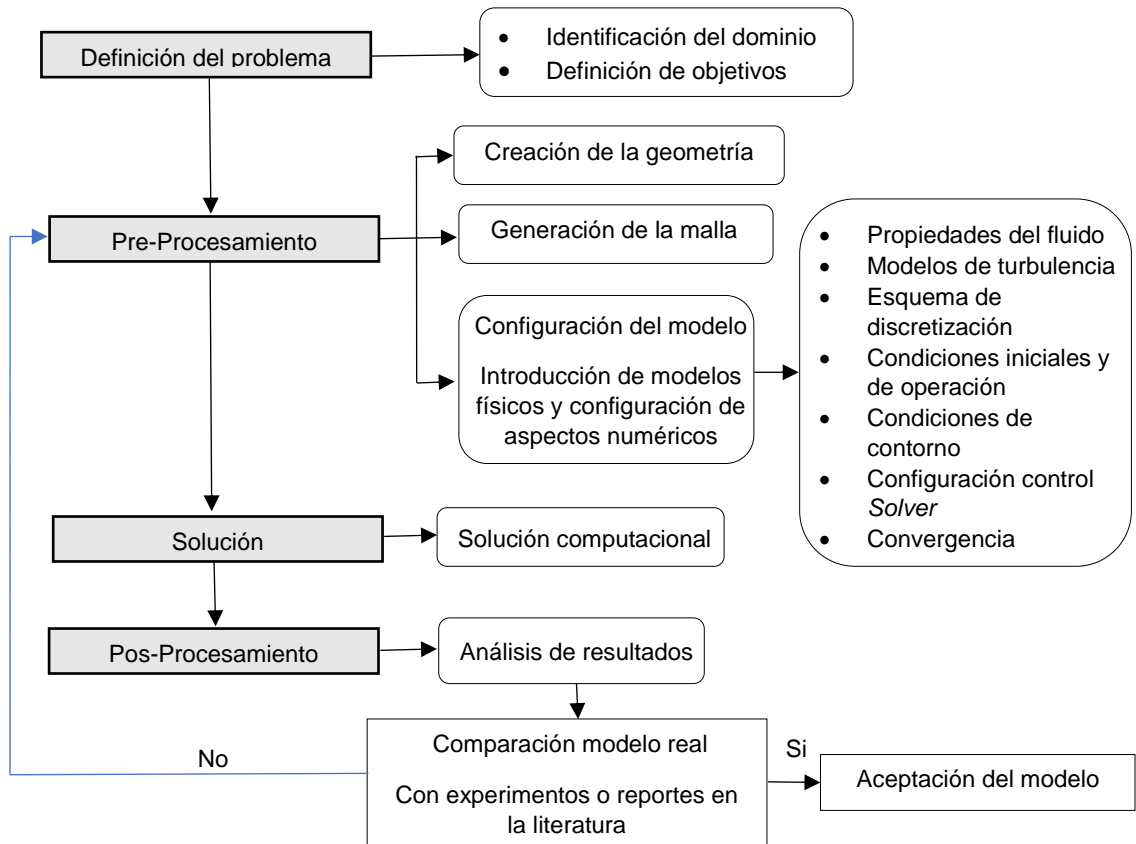
²⁵ GÓMEZ VERGEL, José Luis. Estudo da Influência da Malha Computacional, Modelos de turbulência y Aspectos Numéricos da Modelagem CFD em impelidores PBT usando Malhas Não-estruturadas. Tesis de Maestría en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2013, p. 31-32.

²⁶ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 147.

2. METODOLOGÍA

La metodología para toda simulación en CFD tiene una estructura básica de cuatro etapas fundamentales: Definición del problema, Pre-procesamiento, Solución y Pos-procesamiento. Cada una de esas etapas se presentan en la Figura 2.

Figura 2. Diagrama de flujo de la metodología en CFD.



Fuente: Tomado y modificado de JAIMES PRADA, Ronald. OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES DE NUSSELT EM REATORES DE TANQUE AGITADO ATRAVÉS DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD). Tesis de Doctorado en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2015, p. 73.

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En el presente trabajo se estudió la influencia del parámetro “Coil Pitch” sobre la capacidad de transferencia de calor en chaquetas de serpentina de media tubería

instaladas en tanques de agitación con impulsor tipo turbina Rushton, a través de análisis CFD. Se desarrolló un prototipo virtual o modelo computacional tridimensional para predecir los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada $\overline{h_o}$ al lado del proceso (pared interna del tanque), para cada una de las configuraciones geométricas de la chaqueta al variar el “*Coil Pitch*”. Posteriormente, se analizó si las modificaciones propuestas promueven el mejoramiento del equipo en términos de intercambio de calor, al comparar los resultados obtenidos con la configuración de referencia estándar industrial.

2.2 PRE-PROCESAMIENTO

2.2.1 Creación de la geometría. La creación de la geometría fue realizada utilizando la herramienta CAD DesignModeler del software ANSYS CFX 17.2. La geometría representa el dominio fluido; es decir, el espacio ocupado por el fluido en el tanque de agitación. El tanque de agitación enchaquetado fue diseñado bajo una configuración geométrica estándar, que consiste en un tanque vertical cilíndrico de fondo recto, con 4 deflectores localizados perpendicularmente a la pared del tanque e igualmente espaciados cada 90°, y equipado con un agitador vertical centralizado con impulsor turbina de Rushton del tipo disco y seis paletas rectas. Las dimensiones características del sistema de agitación e impulsor son: el diámetro interno del tanque (T), la altura del líquido (Z), la distancia entre el fondo y el impulsor (C), el ancho de los deflectores (B), el diámetro del impulsor (D), la altura de la paleta del impulsor (w), el largo de la paleta del impulsor (L) y el diámetro del disco del impulsor (Dd). El dimensionamiento fue basado en las relaciones geométricas patrón sugeridas por Joaquim Junior *et al.*²⁷ y utilizando un diámetro interno del tanque de 1219 mm, de acuerdo con Jaimes²⁸.

²⁷ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 5-10.

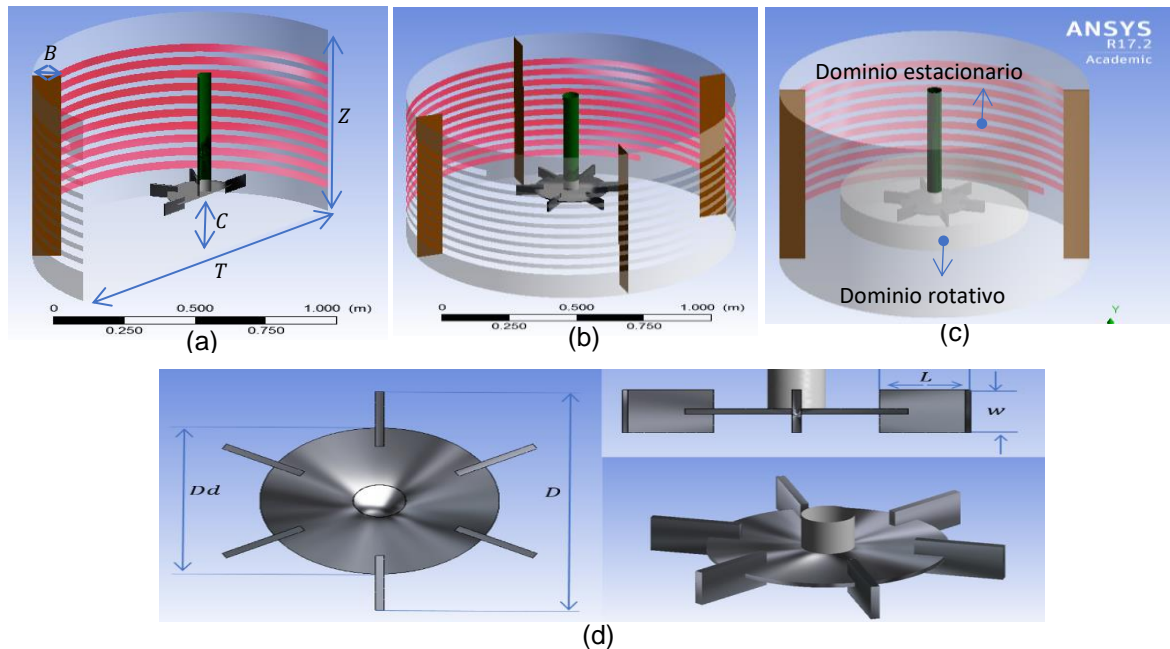
²⁸ JAIMES PRADA, Ronald; Nunhez, José Roberto. Numerical Prediction of a Nusselt Number Equation for Stirred Tanks with Helical Coils. En: AIChE Journal PROCESS SYSTEMS ENGINEERING. 2017. vol. 0. 13p.

El modelo computacional se puede observar en la Figura 3 y las dimensiones del tanque e impulsor son mostradas en la Tabla 1. Las simulaciones fueron realizadas para un proceso discontinuo en lote cuadrado ($Z = T$).

Tabla 1. Dimensiones del modelo computacional.

Relación geométrica	Valores Patrón (*)	Configuración Estándar	Dimensión característica	Valor [mm]
Tanque de agitación				
D/T	De 1/4 a 1/2 (1/3 más común)	1/3	D	406
Z/T	1	1	Z	1219
C/T	De 1/6 a 1/2 (1/3 más común)	1/3	C	406
B/T	De 1/10 a 1/12	1/12	B	101
w/D	De 1/4 a 1/6	1/5	w	81
Impulsor turbina Rushton				
L/D	1/4	1/4	L	101
w/D	1/5	1/5	w	81
Dd/D	2/3	2/3	Dd	271

Figura 3. Modelo computacional del tanque de agitación enchaquetado. (a) Dimensiones características del tanque. (b). Tanque con superficie de la chaqueta en la pared. (c) Dominio estacionario y rotativo. (d) Dimensiones características del impulsor.

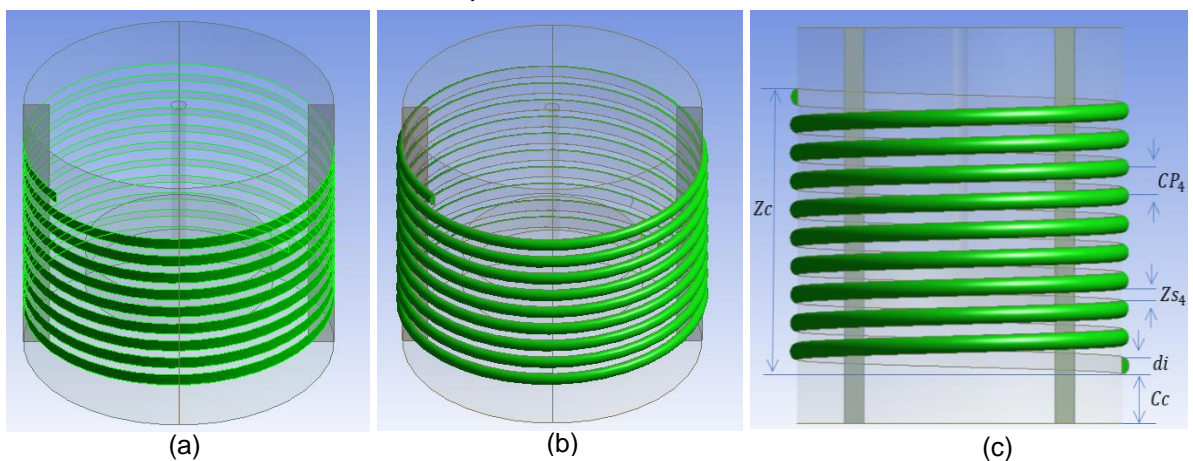


(*) Las relaciones geométricas patrón no son las mejores para todos los procesos, cada caso demanda una relación geométrica particular que proporcione una mayor eficiencia.

El abordaje para llevar en consideración el movimiento del impulsor es el modelaje con múltiples sistemas de referencia rotacional MRF (del inglés, *Multiple Reference Frames*), de esta manera el dominio fluido es dividido en dos dominios, un dominio interno rotativo (sistema de referencia rotacional) y un dominio externo estacionario (sistema de referencia inercial)^{29,30}. El impulsor es ubicado en el interior del dominio rotativo - Figura 3 (c) -.

Por otra parte, el tanque está equipado con una chaqueta de serpentina de media tubería instalada en la pared con una única zona de calentamiento, para todas las simulaciones fue establecida una zona de estudio con altura constante de la chaqueta (Z_c) de 880,58 mm, la distancia entre el fondo del tanque y la primera vuelta de la serpentina (C_c) es de 151,71 mm. El diámetro interno de la media tubería (d_i) es de 52,58 mm y el diámetro externo de tamaño estándar (d_o) es de 60,45 mm. La distancia entre dos vueltas adyacentes de serpentina es conocida como “*Coil Pitch*” (CP), las variaciones de este parámetro que fueron estudiadas son presentadas en la Tabla 2.

Figura 4. Modelo de la configuración de referencia estándar. (a) Superficie de la chaqueta. (b) Chaqueta completa. (c) Plano bidimensional del modelo con las dimensiones características de interés de la chaqueta.



²⁹ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 164.

³⁰ GÓMEZ. Op. Cit., p. 67.

La configuración 4, corresponde a la referencia estándar industrial con espaciamiento típico entre tubos (Z_s) de 19 mm, las dimensiones características de interés para la chaqueta pueden ser vistas en la - Figura 4 (c) -.

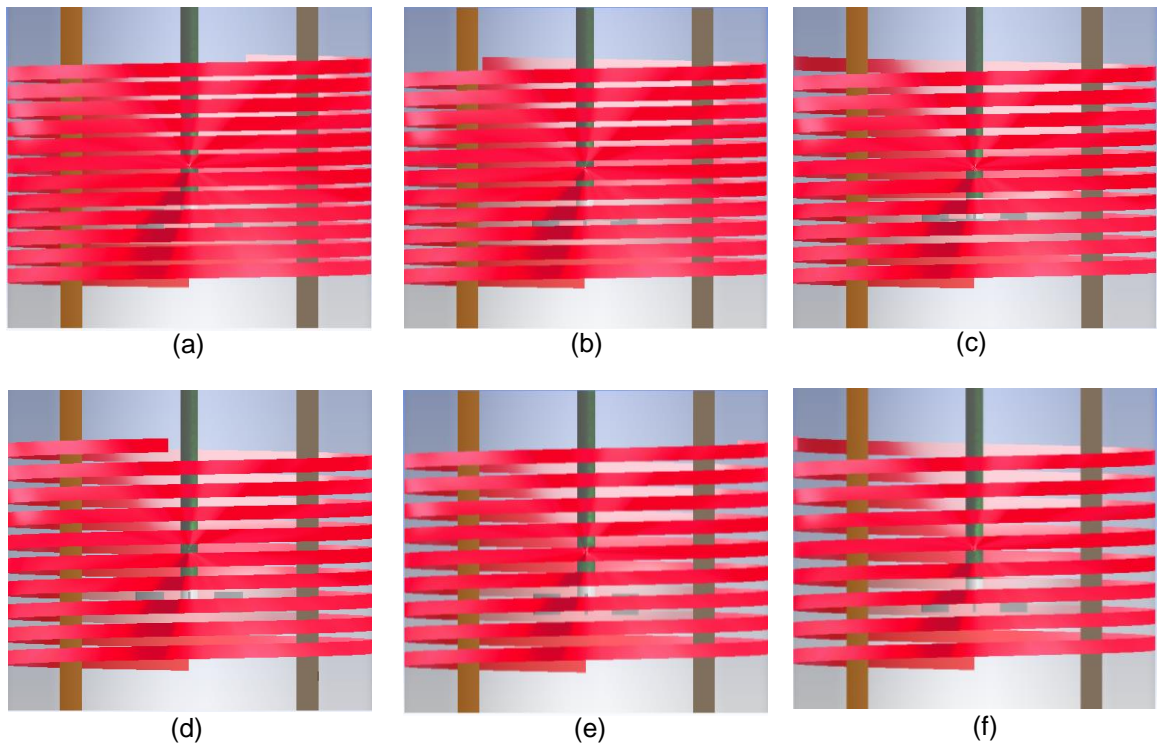
Por otro lado, se desarrolló un modelo tridimensional de toda la configuración del tanque de agitación enchaquetado - Figura 4 (b) y (c) -. Sin embargo, el número de volúmenes de control o elementos de la malla no estructurada superaba los 12 millones (ver anexo D), demandando un potente recurso computacional. Por lo tanto, para simplificar la complejidad de la geometría del modelo y generar mallas de menor densidad, se formularon dos casos de estudio con dos condiciones de contorno (temperatura y flux de calor constantes) aplicadas en la pared de transferencia de calor de la chaqueta, correspondiente al área mojada en contacto directo con la pared del tanque, denominada superficie de la chaqueta (SC). Es decir, la chaqueta tridimensional - Figura 4 (b) - fue reducida a la superficie de la chaqueta (SC) - Figura 4 (a) -.

Tabla 2. Variación de los parámetros de interés en la chaqueta.

Parámetro geométrico	Configuración de la chaqueta					
	1	2	3	4	5	6
<i>Coil Pitch</i> Valor [mm]	CP_1 61,45	CP_2 66,75	CP_3 73,05	CP_4 79,45	CP_5 85,75	CP_6 92,05
Espaciamiento entre tubos Valor [mm]	Z_{S_1} 1	Z_{S_2} 6,3	Z_{S_3} 12,6	Z_{S_4} 19	Z_{S_5} 25,3	Z_{S_6} 31,6

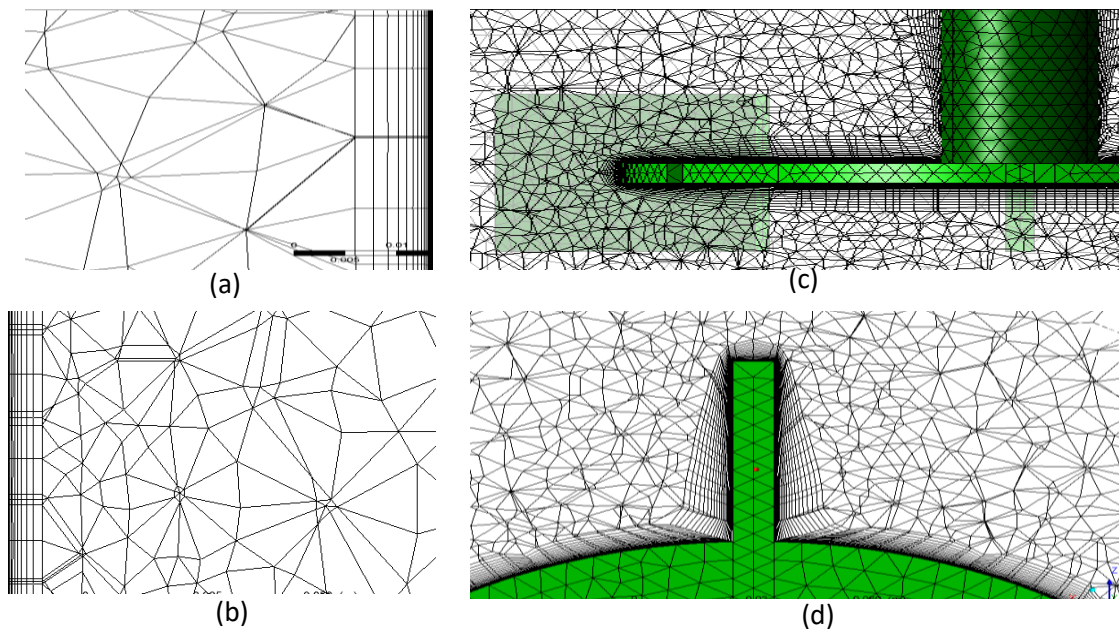
En este orden de ideas, la Figura 5 muestra la construcción computacional de las diferentes configuraciones del CP que fueron analizadas. Obsérvese que la variación del CP en las configuraciones de la chaqueta, modifica el espaciamiento entre tubos debido al aumento en el número de vueltas de la serpentina, a resaltar que la configuración con CP_1 - Figura 5 (a) - es la que tiene mayor número de vueltas.

Figura 5. Plano bidimensional axial de las diferentes configuraciones de la chaqueta. (a) CP_1 . (b) CP_2 . (c) CP_3 . (d) CP_4 . (e) CP_5 . (f) CP_6 .



2.2.2 Generación de la malla. En el proceso de generación de las mallas fue utilizado el software *Meshing* de ANSYS CFX 17.2. Para el modelo de referencia estándar industrial y las diferentes configuraciones de la chaqueta se generaron mallas no estructuradas híbridas, utilizando volúmenes de control tipo tetraedro y prisma. Estas mallas tridimensionales (3D) fueron hechas teniendo en cuenta parámetros importantes para el control del mallado, tales como tamaño de elemento, tasa de crecimiento, y refinamiento localizado aplicando volúmenes especiales tipo prisma en las regiones próximas a las superficies de las paredes del tanque, superficie de la chaqueta, el eje y el impulsor (Figura 6), donde se prevén altos gradientes de velocidad y temperatura por el desarrollo de capas límite.

Figura 6. Volúmenes tipo prisma en las superficies. (a-b) Pared del tanque. (c) Disco del impulsor y eje. (d) Paleta del impulsor.



Para garantizar que los resultados no dependen del tamaño de volumen que se ha discretizado, se realizó un estudio de independencia de malla (ver Anexo C). Se encontró un tamaño de malla óptima, lo suficientemente refinada que represente los fenómenos físicos involucrados sin incurrir en un mayor esfuerzo computacional.

2.2.3 Configuración del modelo de simulación CFD. Esta parte del pre-procesamiento tiene la finalidad de configurar el modelo, para ello se utilizó el software CFX-Pre de ANSYS CFX 17.2, seleccionando los modelos físicos y aspectos numéricos. Para efectos prácticos, las simulaciones fueron hechas basadas en un flujo monofásico, utilizando un fluido newtoniano e incompresible (agua) como medio de procesamiento con propiedades constantes a 25°C y 1atm de presión (Anexo E).

2.2.3.1 Condiciones de contorno, iniciales y de operación. En la Tabla 3 se presentan las condiciones de contorno y suposiciones adoptadas para las simulaciones, las condiciones se explican con detalle en el Anexo F. Para todas las

simulaciones se utilizó una velocidad de rotación del impulsor de 100 rpm, para agua a 25°C en régimen de flujo totalmente turbulento ($Re = 307632$).

Tabla 3. Condiciones de contorno utilizadas en las simulaciones.

<i>Zona aplicada</i>	<i>Condiciones</i>	<i>Especificaciones</i>
Pared del tanque y deflectores	No deslizamiento en la pared	Velocidad nula en la pared
Agitador (eje e impulsor)	Pared rotativa	Velocidad de rotación 100 rpm
Interface entre dominios	Interface fluida-fluida	Cambio de sistema de referencia
Parte superior del tanque	Libre deslizamiento en la pared	Tensores y velocidad normal a la superficie nula
Superficie de la chaqueta en la pared del tanque	Temperatura y Flux de calor constante	$T_{sc} = 383 K$ $Q_{sc} = 253359 W/m^2$
Todo el tanque excepto en la superficie de la chaqueta	Pared adiabática	No intercambio de calor con los alrededores

Los casos de estudio A y B, corresponden a las condiciones de contorno de temperatura (T_{sc}) y flux de calor (Q_{sc}) constante en la superficie de la chaqueta, respectivamente. Las simulaciones fueron realizadas con el abordaje de falso transitorio, por lo cual es necesario especificar un campo inicial para inicializar el cálculo de la solución numérica del problema. Las condiciones iniciales son el estado físico del sistema de agitación en el tiempo inicial, de tal forma que, en el tiempo cero, el impulsor está estático; el agua en reposo con componentes de velocidad nulas; temperatura inicial de 298 K; y presión relativa de 1 atm.

2.2.3.2 Modelo físico y esquemas numéricos. Para todas las simulaciones el modelo fue configurado como se muestra en la Tabla 4. Las características del modelo físico y esquemas numéricos se explican en el Anexo G. Las seis variaciones del CP fueron simuladas para cada uno de los casos de estudio A y B,

con el fin de generar un eje de comparación en paralelo para la predicción de los coeficientes promedios de transferencia de calor \overline{h}_o .

Tabla 4. Modelo físico y esquemas numéricos utilizados en cada una de las simulaciones.

<i>Modelo y esquemas numéricos</i>	<i>Configuración para el modelo</i>	<i>Característica</i>
Modelo físico	Modelo de turbulencia SST (Shear Stress Transport)	Expresión que aproxima los tensores de Reynolds ³¹
Modelamiento del tanque en CFD	Múltiples sistemas de referencia rotacional (MRF)	Abordaje de la rotación del impulsor
Cambio de sistema de referencia	Frozen Rotor	Estabilidad numérica y menor costo computacional ³²
Tipo de análisis falso transitorio		
Número de vueltas completas del impulsor	30	Garantiza alcanzar un patrón de flujo completamente desarrollado ³³
Intervalo de tiempo de simulación del modelo	18 s	Tiempo correspondiente para realizar 30 vueltas completas con 100 rpm
Tamaño de paso	0,01 s	De acuerdo con la densidad de malla
Control del Solver		
Esquema de discretización o función de interpolación	Upwind Difference Scheme	Esquema de interpolación términos convectivos ³⁴
Esquema transitorio	First Order Backward Euler	Interpolación de los términos temporales ³⁴
Criterio de convergencia		
Valores Residuales	(RMS)	Mecanismo para monitorear la tendencia de la convergencia
Valor residual objetivo	$1,0 \times 10^{-5}$	Criterio para la mayoría de aplicaciones en ingeniería ³⁵

³¹ GÓMEZ. Op. Cit., p. 31.

³² ANSYS, Inc., 2016. Release Notes: CFX, Modeling Guide: 5.3.3.1.2. Frozen Rotor.

³³ GÓMEZ. Op. Cit., p. 78.

³⁴ JAIMES. Op. Cit., p. 85.

³⁵ ANSYS, Inc., 2016. Release Notes: CFX, Modeling Guide: 15.10.1. Residuals.

2.3 SOLUCIÓN COMPUTACIONAL

En esta etapa, los modelos computacionales definidos en las etapas previas son solucionados numéricamente con el software *CFX-Solver* de ANSYS CFX 17.2. Las ecuaciones de conservación discretizadas son solucionadas iterativamente teniendo en cuenta el criterio de convergencia y el tiempo de simulación. Los valores residuales (RMS por sus siglas en inglés) proporcionan un mecanismo para monitorear la tendencia de la convergencia y acompañar el proceso de solución computacional. Las simulaciones fueron realizadas utilizando el *Cluster* del laboratorio L-CFD (Facultad de Ingeniería Química, UNICAMP), dada la complejidad del problema, tamaño de las mallas, paso de tiempo y criterio de convergencia. Las características del *Cluster* y recurso utilizado son presentadas en el Anexo H. Las simulaciones de las configuraciones de la chaqueta fueron llevadas a cabo en torno a 1,5 y 2,5 días, donde las configuraciones CP_1 y CP_2 demandaron más tiempo de solución computacional debido a una mayor densidad de malla.

2.4 POS-PROCESAMIENTO

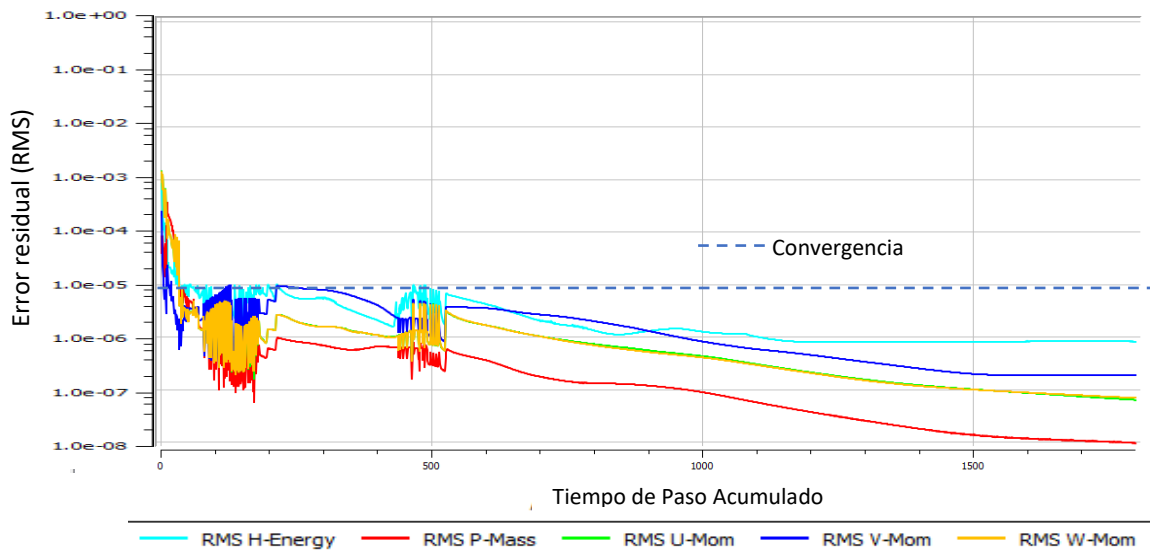
En la última etapa, los resultados obtenidos en las simulaciones fueron analizados utilizando el software *CFD-POST* de ANSYS CFX17.2, que cuenta con herramientas de visualización y reporte numérico para examinar los resultados, revisar la solución y extraer información útil para interpretar la solución del problema definido.

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.1 CONVERGENCIA Y MALLA ÓPTIMA DEL ESTUDIO DE INDEPENDENCIA DE MALLA

La tendencia de la convergencia de la solución se monitorea por medio de los valores residuales RMS. Los valores RMS son basados en los errores residuales de las soluciones numéricas de las ecuaciones de continuidad, momento y energía. En todas las simulaciones se alcanzaron valores inferiores al criterio de convergencia como se observa en la Figura 7.

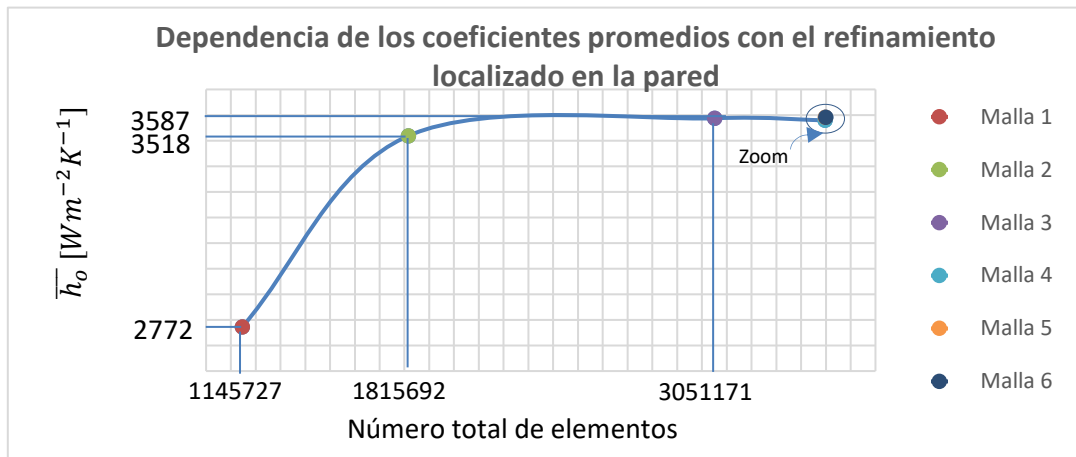
Figura 7. Monitoreo del criterio de convergencia para la configuración CP_1 con T_{sc} constante.



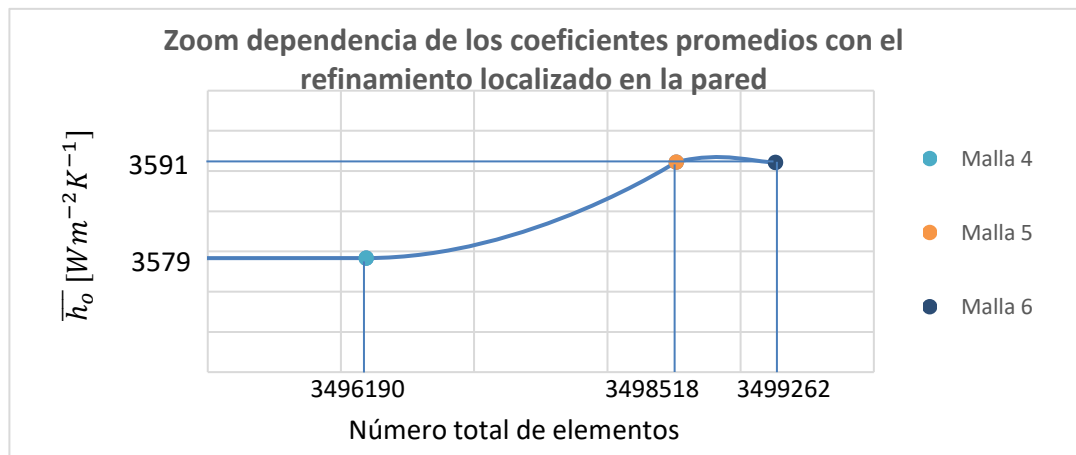
Con el estudio de independencia de malla se obtuvo que la malla óptima corresponde a la malla 5 con 3498518 elementos totales del dominio fluido y 20 capas de prismas en la capa límite (Anexo I), donde la variable de interés alcanza valores que no dependen del nivel de refinamiento como se ve en la Figura 8. Es necesario

destacar que para valores de la distancia de la pared adimensional y^+ menores a 0,368, el número de elementos se eleva considerablemente y no se obtiene una solución convergida debido al refinamiento excesivo próximo a la pared.

Figura 8. Resultados del estudio de independencia de malla. (a) Todas las mallas. (b) Mallas 4-6.



(a)

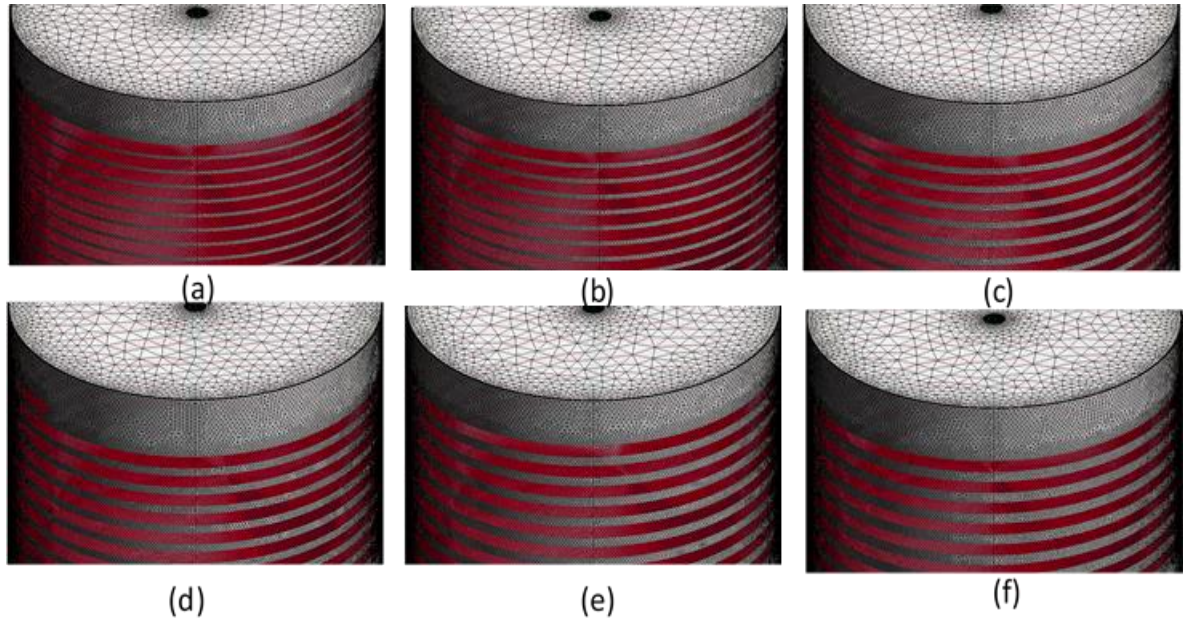


(b)

Para garantizar que los resultados obtenidos no dependen de la densidad de malla, fueron utilizados los parámetros de la malla óptima para generar la discretización de las respectivas geometrías resultantes por la variación del CP , tal y como se

muestra en la Figura 9, donde la cantidad de elementos totales para cada configuración se muestran en el Anexo J.

Figura 9. Mallas no estructuradas 3D para las diferentes configuraciones de la chaqueta. (a) CP_1 . (b) CP_2 . (c) CP_3 . (d) CP_4 . (e) CP_5 . (f) CP_6 .



3.2 VALIDACIÓN DEL MODELO COMPUTACIONAL 3D DEL TANQUE DE AGITACIÓN ENCHAQUETADO

Para impulsores tipo Rushton, el patrón de flujo se puede visualizar en cualquier plano bidimensional que contenga la línea central del eje, tal y como se observa en la Figura 10 (a) y (b)³⁶. Así mismo, de acuerdo con lo reportado en la literatura para impulsores de flujo radial tipo turbina de Rushton^{37,38} (Ver Figura 11), en las simulaciones se obtuvo que la rotación del impulsor produce un flujo intenso en dirección radial, impulsando el líquido en dirección a la pared del tanque. En la pared, el flujo es dividido dando lugar a dos zonas de recirculación distintas: una por encima y otra por debajo del impulsor. En la parte superior y en el fondo del tanque

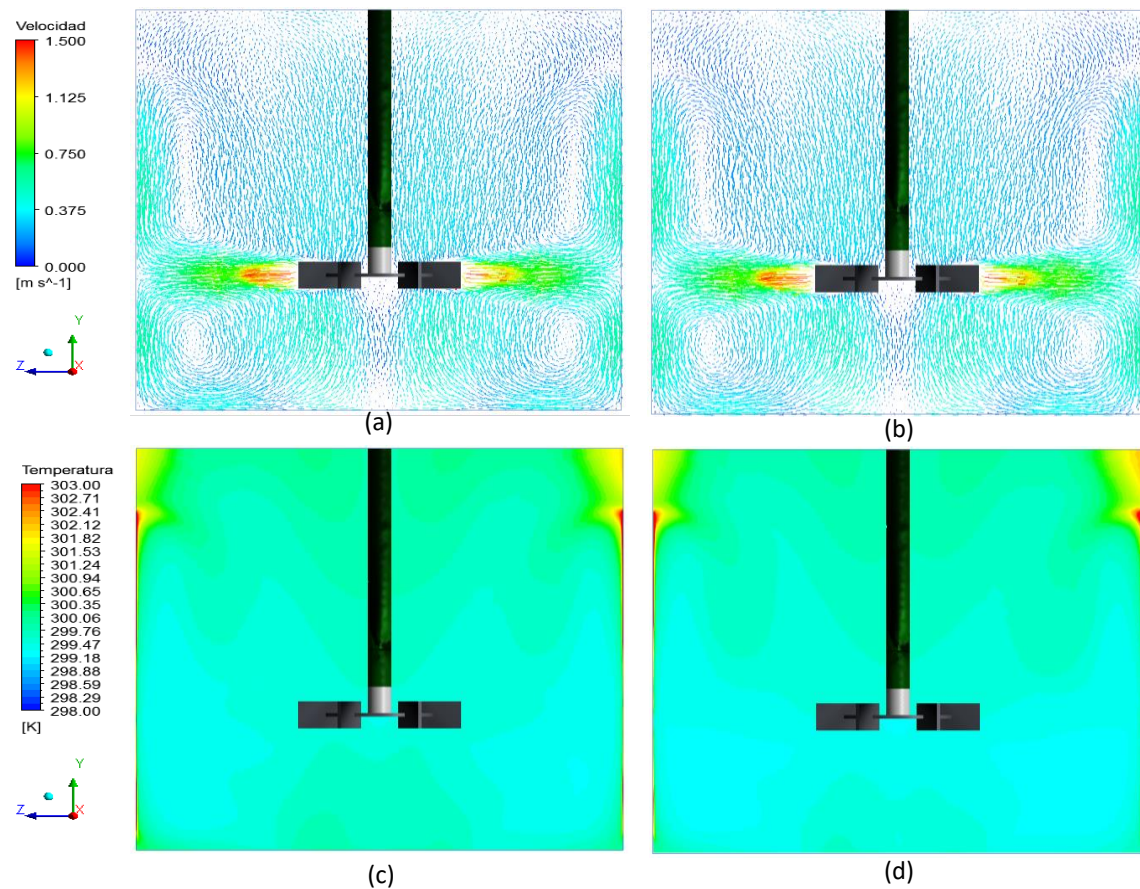
³⁶ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 156.

³⁷ MOHAN. Op. Cit., p. 866.

³⁸ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 168.

estas corrientes se mezclan instantáneamente con el resto de líquido, mientras que la distribución de temperatura en el volumen del tanque es uniforme debido a la mezcla homogénea - Figura 10 (c) y (d) -. Por lo tanto, se puede afirmar que el modelo representa de forma cualitativa el comportamiento del fluido dentro del equipo para un proceso de calentamiento. Esto es importante para obtener resultados significativos en la predicción de los coeficientes promedio de transferencia de calor, pues la transferencia de calor es afectada por el patrón de flujo, ya que, los coeficientes dependen de la velocidad del fluido cerca a la pared³⁹.

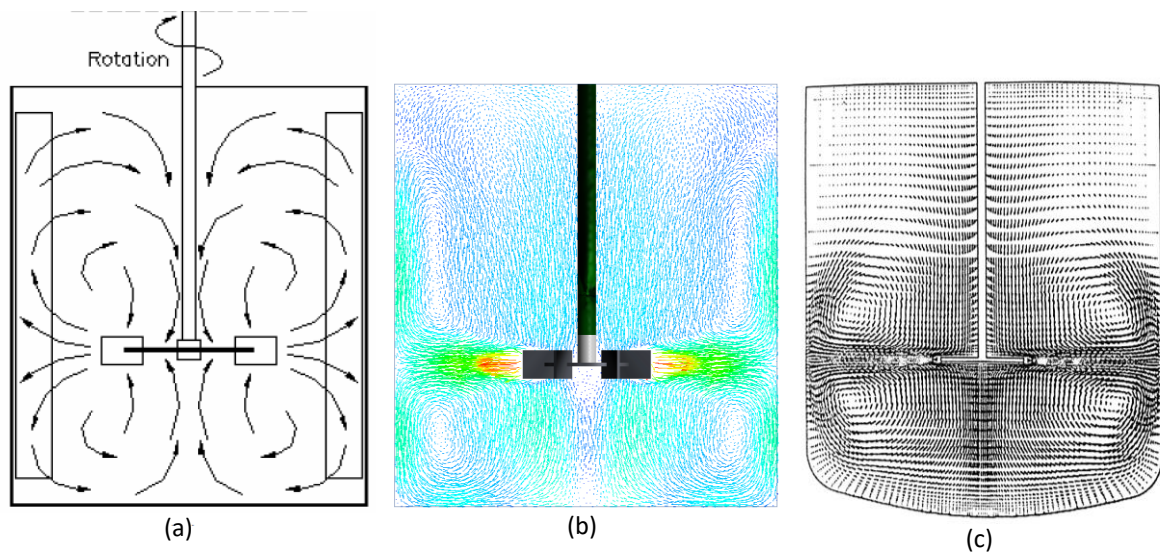
Figura 10. Patrón de flujo y perfil de temperatura generado por el modelo en CFD para la configuración CP₂ de la chaqueta para un tiempo de simulación de 18 s. (a) Vectores de velocidad en un plano axial a T_{sc} constante. (b) Vectores de velocidad en un plano axial a Q_{sc} constante. (c) Contornos de temperatura a T_{sc} constante. (d) Contornos de temperatura a Q_{sc} constante.



³⁹ MOHAN. Op. Cit., p. 866-867.

La Figura 10 es mostrada para el segundo 18, el cual corresponde al último tiempo de simulación debido a que, para dicho instante de tiempo, el patrón de flujo está completamente desarrollado. En el Anexo K se muestra la evolución de la simulación con el tiempo en la configuración CP_1 .

Figura 11. Comparación del patrón de flujo generado por el modelo en CFD. (a) Patrón de flujo para impulsores de flujo radial. (b) Patrón de flujo para la configuración CP_2 de la chaqueta, vectores de velocidad en un plano axial del impulsor Rushton. (c) Vectores de velocidad en un plano axial del impulsor tipo Rushton.



Fuente: (a) JAIMES PRADA, Ronald. OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES DE NUSSELT EM REATORES DE TANQUE AGITADO ATRAVÉS DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD). Tesis de Doctorado en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2015, p. 51. (c) JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Fluidodinâmica Computacional e Modelagem. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. p.168. ISBN 978-85-216-1571-2

3.3 OBTENCIÓN DE LOS COEFICIENTES PROMEDIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA

Los coeficientes de transferencia de calor dependen de la condición de flujo generada por la velocidad de rotación y del tipo de impulsor (patrón de flujo), propiedades físicas del fluido, geometría de la superficie de transferencia de calor, presencia de deflectores y relaciones geométricas particulares de las dimensiones

del sistema de agitación⁴⁰. Todos estos parámetros permanecieron constantes durante las simulaciones para poder evaluar el efecto directo del *CP*.

Para el primer caso de estudio (temperatura T_{sc} constante), con la herramienta de reporte numérico (*Function Calculator*) se calcularon los valores promedio del flux de calor ($\overline{Q_{sc}}$) durante cada segundo de simulación para las diferentes configuraciones del *CP*. La temperatura del agua en el tanque $\overline{T_f}$ y el área de transferencia de calor de la superficie de la chaqueta A_{sc} también fueron calculados. Para el caso de flux de calor Q_{sc} constante, se calcularon los valores promedios de la temperatura de la superficie de la chaqueta $\overline{T_{sc}}$ y la temperatura del agua en el tanque $\overline{T_f}$. La ecuación 10 y 11 fueron empleadas para determinar los coeficientes en el caso A y el caso B, respectivamente. La Ecuación 12 fue empleada para considerar el efecto real del *CP*.

$$\overline{h_{oA}} = \frac{\overline{Q_{sc}}}{T_{sc} - \overline{T_f}} \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (10)$$

$$\overline{h_{oA}} = \frac{Q_{sc}}{\overline{T_{sc}} - \overline{T_f}} \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (11)$$

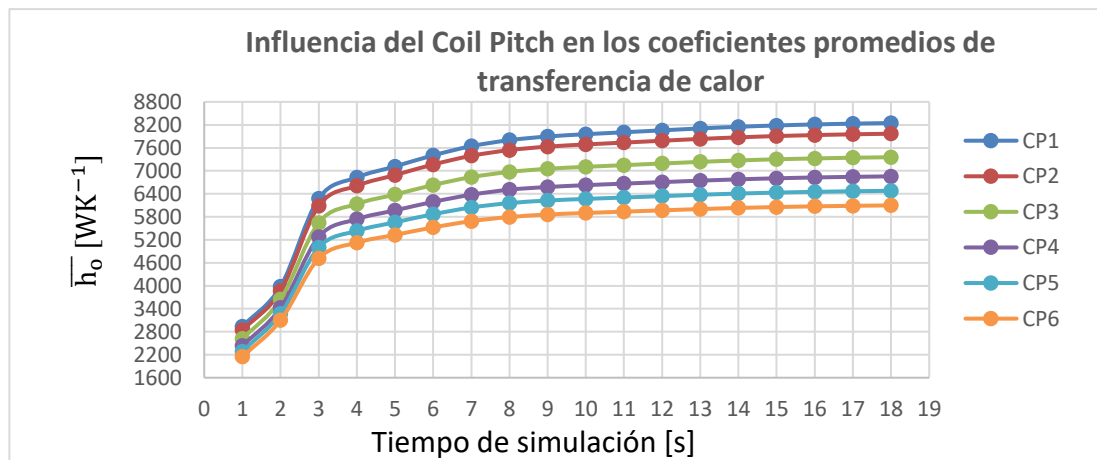
$$\overline{h_o} = \overline{h_{oA}} \cdot A_{sc} \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (12)$$

Todos los datos de interés obtenidos por el modelo en CFD para la predicción de los coeficientes promedios $\overline{h_o}$ son presentados en el Anexo L. Es importante destacar que para todos los cálculos fueron utilizadas 20 capas de prismas en la capa limite (para asegurar suficientes elementos que describan el gradiente de temperatura), lo que mejora la precisión de las estimaciones, pues la tasa de transferencia de calor hacia o desde la pared del tanque es controlada por la capa limite en la pared⁴⁰.

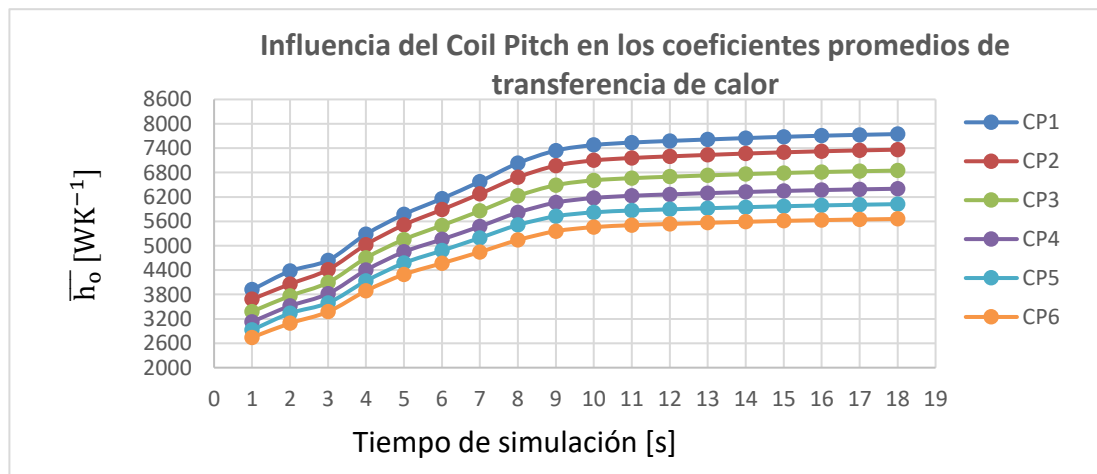
⁴⁰ MOHAN. Op. Cit., p. 861-874.

Los resultados para los dos casos de estudio indican que los coeficientes promedios \bar{h}_o dependen del parámetro geométrico CP de la chaqueta. Como se puede apreciar en la Figura 12, se observa un incremento en los perfiles de los coeficientes promedios \bar{h}_o en función del tiempo de simulación para cada configuración. Pues a medida que se reduce la cantidad limitada de superficie libre del espaciamiento entre tubos disminuyendo el CP , la longitud y el número de vueltas de la serpentina aumenta, incrementando el área superficial (A_{sc}) de transferencia de calor en la chaqueta tal y como se muestra en la Tabla 5.

Figura 12. Perfiles de los coeficientes promedios al lado del proceso en función del tiempo de simulación para todas las variaciones del parámetro CP . (a) Caso de estudio A. (b) Caso de estudio B.



(a)



(b)

Tabla 5. Aumento del área superficial (A_{sc}) de transferencia de calor en la chaqueta por la variación del CP .

Configuración de la chaqueta						Aumento con relación a la configuración con CP_4		
Coil Pitch	Valor [mm]	Espaciamiento entre tubos	Valor [mm]	Número de vueltas	A_{sc} [m^2]	A_{sc} [m^2]	Número de vueltas	Longitud serpentina [m]
CP_1	61,45	Z_{S_1}	1	11,95	2,40624	0,49696	2.468	9,450
CP_2	66,75	Z_{S_2}	6,3	11,095	2,23407	0,32479	1,613	6,176
CP_3	73,05	Z_{S_3}	12,6	10,231	2,06010	0,15082	0,749	2,868
CP_4	79,45	Z_{S_4}	19	9,482	1,90928	-	-	-
CP_5	85,75	Z_{S_5}	25,3	8,843	1,78057	-0,12871	-0,639	-2,446
CP_6	92,05	Z_{S_6}	31,6	8,285	1,66826	-0,24102	-1,197	-4,583

3.4 COMPARACIÓN DE LOS COEFICIENTES PROMEDIOS DE LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES DE LA CHAQUETA CON LA CONFIGURACIÓN DE REFERENCIA ESTÁNDAR INDUSTRIAL

Como se abordó un análisis de tipo transitorio para todas las simulaciones, se determinó el porcentaje de aumento en cada uno de los valores de los perfiles de los coeficientes promedios $\overline{h_o}$, en comparación con el perfil de la configuración de referencia estándar.

Se estimó el valor promedio en el tiempo del porcentaje de aumento de los coeficientes para los dos casos de estudio. Los resultados presentados en la Tabla 6 sugieren que, para las configuraciones 1, 2 y 3 para el CP en la chaqueta de serpentina de media tubería, los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada en la pared del tanque aumentan, aproximadamente, en 20,5; 15,5 y 7 %, respectivamente, en comparación con la configuración de referencia estándar industrial. Para las configuraciones 5 y 6, hay una disminución alrededor del 5,5 y 11 %, respectivamente. A precisar que la configuración estándar es la definida como 4.

Tabla 6. Promedios del porcentaje de aumento de los coeficientes promedios para cada una de las configuraciones de la chaqueta en los dos casos de estudio establecidos.

Configuración de la chaqueta		Caso de estudio A		Caso de estudio B		Error absoluto
		$T_{sc} = 383K$		$Q_{sc} = 253359 Wm^{-2}$		
Coil Pitch	Valor [mm]	% de Aumento $t = 18 s$	Promedio % de Aumento $t = 1 - 18 s$	% de Aumento $t = 18 s$	Promedio % de Aumento $t = 1 - 18 s$	Promedio % de Aumento
CP_1	61,45	20,298	19,752	21,010	21,162	1,41
CP_2	66,75	16,231	15,808	15,019	14,995	0,813
CP_3	73,05	7,290	7,153	6,987	6,992	0,161
CP_4	79,45	-	-	-	-	-
CP_5	85,75	-5,501	-5,373	-5,912	-5,750	0,377
CP_6	92,05	-11,057	-10,883	-11,613	-11,649	0,766

Es a resaltar que las predicciones de los coeficientes promedios, al aplicar las dos condiciones de contorno, muestran resultados que no varían significativamente como lo demuestra el error absoluto del promedio del porcentaje de aumento. Todos los resultados obtenidos por el modelo en CFD para las configuraciones de la chaqueta en los dos casos de estudio, pueden ser consultados en el Anexo L. En la Tabla 7 son presentados los resultados obtenidos específicamente para el segundo 18 del tiempo de simulación.

Tabla 7. Resultados de los coeficientes promedios para todas las variaciones del CP en los dos casos de estudio para el segundo 18 del tiempo de simulación.

Configuración de la chaqueta			Caso de estudio A			Caso de estudio B		
			$T_{sc} = 383K$			$Q_{sc} = 253359 Wm^{-2}$		
Coil Pitch	A_{sc} [m^2]		\bar{h}_{oA} [$Wm^{-2}K^{-1}$]	\bar{h}_o [WK^{-1}]	% Aumento	\bar{h}_{oA} [$Wm^{-2}K^{-1}$]	\bar{h}_o [WK^{-1}]	% Aumento
CP_1	61,45	2,40624	3427,851	8248,233	20,298	3219,465	7746,805	21,010
CP_2	66,75	2,23407	3567,178	7969,325	16,231	3295,898	7363,268	15,019
CP_3	73,05	2,06010	3570,849	7356,306	7,290	3324,659	6849,131	6,987
CP_4	79,45	1,90928	3591,130	6856,473	-	3352,995	6401,801	-
CP_5	85,75	1,78057	3638,899	6479,314	-5,501	3382,811	6023,331	-5,912
CP_6	92,05	1,66826	3655,534	6098,381	-11,057	3391,778	5658,367	-11,613

A pesar de que la configuración 1, es la que proporciona un mayor incremento en la transferencia de calor, es necesario, considerar que a su vez este arreglo por el mínimo espaciamiento entre tubos demandaría un mayor costo en el proceso de

soldadura, en comparación con las configuraciones 2 y 3. Por lo cual, es pertinente realizar un análisis de beneficio costo, para identificar la mejor alternativa.

El incremento de la transferencia de calor para un servicio de calentamiento en procesos discontinuos se traduce en la reducción del tiempo de operación por carga, al posibilitar un mayor flujo de calor para el medio de procesamiento en tanques de agitación o reactores. Esto resulta particularmente atractivo en procesos a gran escala, donde se disminuiría el tiempo de acondicionamiento de la temperatura de los fluidos de proceso.

4. CONCLUSIONES

El modelo computacional 3D del tanque de agitación enchaquetado, desarrollado con el uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD), es capaz de representar de forma cualitativa los fenómenos físicos involucrados para un proceso discontinuo con agitación y calentamiento del medio de procesamiento, pues las características típicas del patrón de flujo y del perfil de temperatura generadas en las simulaciones, concuerdan con las reportadas en la literatura para impulsores tipo turbina de Rushton de seis paletas rectas.

De acuerdo con el análisis de los perfiles de los coeficientes promedios $\overline{h_o}$ en función del tiempo de simulación, fue posible identificar, para los dos casos de estudio, que la transferencia de calor por convección forzada al lado del proceso depende del parámetro geométrico “*Coil Pitch*” de la chaqueta de serpentina de media tubería con una única zona de calentamiento. Por lo tanto, las modificaciones propuestas para la configuración de la chaqueta con un “*Coil Pitch*” de (61,45; 66,75 y 73,05 mm), promueven el mejoramiento del equipo en términos de transferencia de calor, con un incremento promedio aproximado del 20,5; 15,5 y 7%, respectivamente, en comparación con la configuración de referencia estándar utilizada en la industria (*Coil Pitch* de 79,45 mm).

Aunque las predicciones de los coeficientes promedios en los dos casos de estudio no presenten diferencias significativas, como lo sugieren los promedios de los porcentajes de aumento, se aclara que las estimaciones son una primera aproximación al efecto del “*Coil Pitch*” en la transferencia de calor. Por ello, el modelo en CFD desarrollado en el presente trabajo puede ser extendido para abordar un análisis de transferencia de calor conjugada.

5. RECOMENDACIONES

Para trabajos futuros, se recomienda modelar el tanque de agitación con chaqueta de serpentina de media tubería, considerando transferencia de calor conjugada; es decir, la transferencia de calor desde el fluido de calentamiento que circula a través de la chaqueta hacia el fluido de proceso contenido en el tanque. Para tener en cuenta la transferencia de calor convectiva entre el fluido en la chaqueta y la pared del tanque, conducción a través de la pared, y transferencia de calor convectiva entre la pared y el líquido contenido en el tanque, mejorando las predicciones de las características de transferencia de calor al simular el comportamiento real del equipo⁴¹.

En concordancia con lo anterior, también se recomienda considerar la dependencia de las propiedades fisicoquímicas del fluido con la temperatura, pues estas influyen en el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor. Para el agua en particular, se pueden utilizar las funciones polinomiales empleadas en trabajos reportados previamente⁴¹.

Por último, para el fluido de calentamiento que circula a través de la chaqueta, se recomienda discretizar el dominio fluido con refinamiento localizado en las regiones próximas a la curvatura y a la pared externa del tanque en contacto con la chaqueta, con el fin de obtener estimaciones con mayor precisión de los coeficientes promedios al lado del servicio. Además, es necesario realizar un estudio de independencia de malla, para identificar una malla óptimo capaz de representar el patrón de flujo complejo que se desarrolla en la chaqueta, analizando que el efecto de curvatura induce un flujo secundario como resultado de la acción de fuerzas centrífugas^{42,43,44}.

⁴¹ JAYAKUMAR, J.S *et al.* Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. En: ELSEVIER CHEMICAL ENGINEERING RESEARCH AND DESIGN. 2008. vol. 86., p. 221-232. Disponible en DOI:10.1016/j.cherd.2007.10.021

⁴² LI, Yaxia, *et al.* Op. Cit., p. 253-261.

⁴³ DHOTRE. Op. Cit., p.183-188.

⁴⁴ LI, Yaxia, *et al.* Op. Cit., p. 3078-3083.

BIBLIOGRAFÍA

ALBRIGHT, Lyle F. ALBRIGHT'S CHEMICAL ENGINEERING HANDBOOK: HEAT TRANSFER IN MIXING EQUIPMENT. New York: CRC Press Taylor & Francis Group. 2009. 1912p. ISBN 978-0-8247-5362-7

ANSYS, Inc., 2016. Release Notes: CFX, Modeling Guide: 15.10.1. Residuals.

ANSYS, Inc., 2016. Release Notes: CFX, Modeling Guide: 5.3.3.1.2. Frozen Rotor.

APACHE STAINLESS EQUIPMENT CORPORATION. ABSTRACT AND ATTRIBUTES OF ASME VESSEL HEAT TRANSFER SURFACES: Half Pipe Coil Jacket. [En línea]. 2016. (Recuperado en 07 NOVIEMBRE 2016). Disponible en <https://www.apachestainless.com/Portals/0/Documents/White%20Papers/Heat-Transfer-Surfaces-Guide.pdf>.

DHOTRE, M.T; MURTHY, Z.V.P y JAYAKUMAR, N.S. Modeling and dynamics studies of heat transfer cooling of liquid in half-coil jackets. En: Elsevier Chemical Engineering Journal. 2006, vol. 118., 6p. Disponible en DOI:10.1016/j.cej.2006.02.008

EKATO GROUP. Products: Agitator components. [En línea]. Impellers. 2017. (Recuperado en 25 julio 2017). Disponible en <http://www.ekato.com/en/products/agitator-components/impellers/#>

ESSS. Conteúdo: Biblioteca Técnica. [En línea]. Curso online. Introdução à simulação: Fluidodinâmica. 2016. (Recuperado en 30 octubre 2016). Disponible en http://library.esss.com.br/curso_introducao_simulacao_fluidodinamica_tk.

GÓMEZ VERGEL, José Luis. Estudo da Influência da Malha Computacional, Modelos de turbulência y Aspectos Numéricos da Modelagem CFD em impelidores PBT usando Malhas Não-estruturadas. Tesis de Maestría en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2013, 157p.

INCROPERA, Frank, *et al.* FUNDAMENTALS OF HEAT AND MASS TRANSFER: Introduction to Convection. Jefferson City: John Wiley & sons, Inc. 2011. 1076p. ISBN 13 978-0470-50197-9.

INCROPERA, Frank, *et al.* FUNDAMENTALS OF HEAT AND MASS TRANSFER: Internal Flow. Jefferson City: John Wiley & sons, Inc. 2011. 1076p. ISBN 13 978-0470-50197-9.

JAIMES PRADA, Ronald. OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES DE NUSSELT EM REATORES DE TANQUE AGITADO ATRAVÉS DE FLUIDODINÂMICA

COMPUTACIONAL (CFD). Tesis de Doctorado en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2015, 160p.

JAIMES PRADA, Ronald; Nunhez, José Roberto. Numerical Prediction of a Nusselt Number Equation for Stirred Tanks with Helical Coils. En: AIChE Journal PROCESS SYSTEMS ENGINEERING. 2017. vol. 0., 13p. Disponible en DOI: 10.1002/aic.15765

JAYAKUMAR, J.S *et al.* Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. En: ELSEVIER CHEMICAL ENGINEERING RESEARCH AND DESIGN. 2008. vol. 86., 12p. Disponible en DOI:10.1016/j.cherd.2007.10.021

JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Conceitos Básicos de Agitação e Mistura. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. 222p. ISBN 978-85-216-1571-2

JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Fluidodinâmica Computacional e Modelagem. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. 222p. ISBN 978-85-216-1571-2

KRESTA, Suzane M, *et al.* Advances in Industrial Mixing: A Companion to the Handbook of Industrial Mixing: Heat Transfer in Stirred Tanks-Update. New Jersey: John Wiley & sons, Inc. 2016. 967p. ISBN 978-0470-52382-7

LI, Yaxia, *et al.* Fluid flow and heat transfer characteristic of outer and inner half coil jackets. En: Elsevier Chinese Journal of Chemical Engineering. 2011, vol. 19 no.2., 8p.

LI, Yaxia, *et al.* Comparison of fluid flow and heat transfer behavior in outer and inner half coil jackets and fuel synergy analysis. En: Elsevier Applied Thermal Engineering. 2011, vol. 31., 6p. 3078-3083. Disponible en DOI:10.1016/j.applthermaleng.2011.05.001

MCKETTA, John. HEAT TRANSFER DESIGN METHODS: Jacketed Vessels. New York: Marcel Dekker, Inc, 1992. 613p. ISBN 0-8247-8518-5.

MENTER, F.R. Zonal two equation k-turbulence models for aerodynamics flows. En: American Institute of Aeronautics and Astronautics AIAA. 1993, vol. 2906.

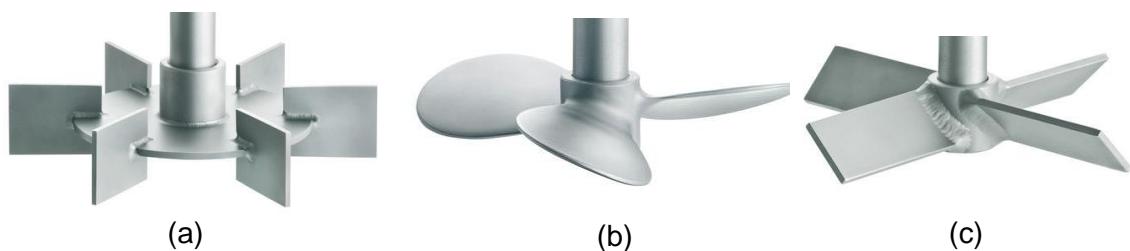
MOHAN, Pankaj; EMERY, Anthony Nicholas; AL-HASSAN, Tariq. Review heat transfer to Newtonian fluids in mechanically agitated vessels. En: Experimental Thermal and Fluid Science. 1992, vol. 5., 23p.

MONTEIRO OLINO, Ana Leticia. Otimização do impelidor KPC utilizando Fluidodinâmica Computacional (CFD). Tesis de Maestría en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2010, 76p.

ANEXOS

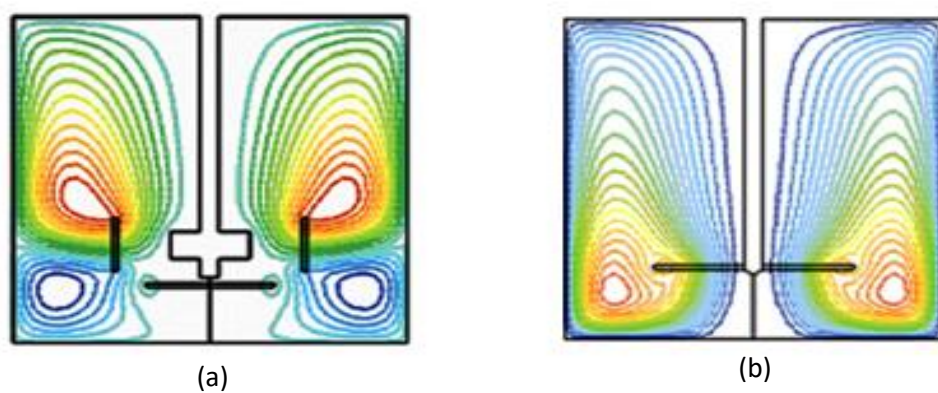
Anexo A. Patrones de flujo para impulsores de flujo radial y axial. Características impulsor Rushton y chaqueta de serpentina de media tubería.

Figura A.1. Impulsores de régimen de mezcla turbulenta. (a) Turbina Rushton (flujo radial). (b) Tipo naval (flujo axial). (c) Paletas inclinadas a 45° (flujo axial).



Fuente: EKATO GROUP. Products: Agitator components. [En línea]. Impellers. 2017. (Recuperado en 25 julio 2017). Disponible en <http://www.ekato.com/en/products/agitator-components/impellers/#>

Figura A.2. Patrones de flujo. (a) Impulsor flujo radial. (b) Impulsor flujo axial.



Fuente: JOAQUIM JUNIOR, Celso Fernandes, *et al.* Agitação e mistura na indústria: Conceitos Básicos de Agitação e Mistura. Rio de Janeiro: Grupo Editorial Nacional, 2007. p.7-8. ISBN 978-85-216-1571-2

- Impulsor tipo Rushton

Los impulsores de flujo radial tipo turbina Rushton generan componentes de velocidad tangenciales y radiales, trabajan con líquidos con viscosidades menores a $50 Pa \cdot s$. La velocidad de rotación típica está en un rango de 100 a 350 rpm con una potencia de motor entre 1 a 150 kW. Estas turbinas de disco y seis paletas rectas son utilizadas en procesos que requieren de alta turbulencia y tensiones de cizallamiento como en transferencia de masa entre una fase gaseosa y una fase líquida, en transferencia de calor por su distribución uniforme de energía en el fluido de proceso, dispersión de gases en líquidos, y mezcla de líquidos inmiscibles⁴⁵.

- Chaqueta de serpentina de media tubería

Las chaquetas de serpentina de media tubería presentan más ventajas en comparación con otras, pues pueden ofrecer altos coeficientes de transferencia de calor al lado del servicio debido al patrón de flujo secundario desarrollado por la apropiada circulación del fluido de servicio a través de la serpentina^{46,47,48}. Además, pueden ser divididas en múltiples secciones, para maximizar la flexibilidad y eficiencia, pues no hay limitaciones en la localización y número de conexiones de entrada y salida. Esto hace posible la operación total o parcial de la chaqueta de acuerdo con los requerimientos energéticos del proceso, de esta manera, diferentes tamaños de lotes pueden ser procesados económicamente en el mismo tanque^{46,49}.

⁴⁵ JOAQUIM JUNIOR, *et al.* Op. Cit., p. 10.

⁴⁶ LI, Yaxia, *et al.* Op. Cit., p. 253-261.

⁴⁷ DHOTRE. Op. Cit., p.183-188.

⁴⁸ LI, Yaxia, *et al.* Op. Cit., p. 3078-3083.

⁴⁹ MCKETTA. Op. Cit., p. 418.

Anexo B. Modelo de turbulencia SST (*Shear Stress Transport*).

El modelo de turbulencia SST pertenece a las técnicas RANS (Navier Stokes con promedio de Reynolds), siendo uno de los modelos más populares para aplicaciones en ingeniería por tener una buena relación entre precisión y costo computacional⁵⁰. Este modelo utiliza las ecuaciones de los modelos $k - \varepsilon$ (en la región de libre flujo donde las velocidades son altas) y $k - \omega$ (en la región próxima a la pared donde las velocidades son bajas). Para usar cualquier modelo de acuerdo con la naturaleza del flujo y garantizar una suave transición entre los dos modelos, son utilizadas funciones de combinación (*Blend Function*). De esta manera, el modelo $k - \varepsilon$ es multiplicado por una función de combinación $(1 - F_1)$ para transformarlo a la formulación de $k - \omega$, mientras que el modelo $k - \omega$ es multiplicado por una función F_1 . La función de combinación F_1 toma el valor de 1 próximo a la superficie de la pared y disminuye hasta 0 fuera de la capa límite, por lo cual en la borda y fuera de la capa límite es utilizado el modelo $k - \varepsilon$ ⁵⁰. De los modelos que componen el modelo SST, (k) es la energía cinética turbulenta, (ε) es la tasa de disipación de turbulencia y (ω) es la tasa de disipación específica.

El modelo SST fue propuesto por Menter⁵¹, y es dado por las siguientes expresiones:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (C.1)$$

La ecuación de la tasa de disipación de energía cinética turbulenta ω , en el modelo SST es dada por la expresión:

⁵⁰ GÓMEZ. Op. Cit., p. 35-38.

⁵¹ MENTER, F.R. Zonal two equation k-turbulence models for aerodynamics flows. En: American Institute of Aeronautics and Astronautics AIAA. 1993, vol. 2906.

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v k) = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega \quad (C.2)$$

En que la función de combinación F_1 es definida como:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \omega^2 k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right)^4 \right\} \quad (C.3)$$

En que ν es la viscosidad cinemática, y $CD_{k\omega}$ es la distancia más próxima a la pared y es representada por la Ecuación C.4.

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega, 1 \times 10^{-10} \right) \quad (C.4)$$

En flujos en superficies lisas, la formulación de la viscosidad turbulenta es limitada como se muestra en la Ecuación C.5.

$$\nu_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega_1 S F_2)} \quad (C.5)$$

Siendo S la medida invariante de la tasa de deformación, y F_2 la segunda función de combinación definida por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y'}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (C.3)$$

Todas las constantes son calculadas por una combinación entre las constantes correspondientes al modelo $k - \varepsilon$ y modelo $k - \omega$ con la Ecuación C.4; las constantes para el modelo SST son presentadas en la Tabla B.1.

$$\alpha = \alpha_1 F + \alpha_2 (1 - F) \quad (C.4)$$

Tabla B.1. Valores de las constantes del Modelo SST.

β^*	α_1	β_1	σ_{k_1}	σ_{ω_1}	α_2	β_2	σ_{k_2}
0,09	5/9	3/40	0,85	0,5	0,44	0,0828	1

Anexo C. Malla no estructurada del modelo tridimensional completo del tanque de agitación enchaquetado.

La malla híbrida de tetraedros y prismas para la discretización del modelo tridimensional del tanque de agitación enchaquetado que tiene dos dominios fluidos (flujo de vapor de agua saturada a través de la sección transversal semicircular de la chaqueta y flujo de agua en el interior del tanque) para la configuración de referencia estándar industrial se muestra a continuación:

Figura C.1. Malla con refinamiento de prismas en la región adyacente a la pared del eje del agitador. (a) Vista superior de la parte alta del tanque. (b) Vista frontal en el dominio estacionario.

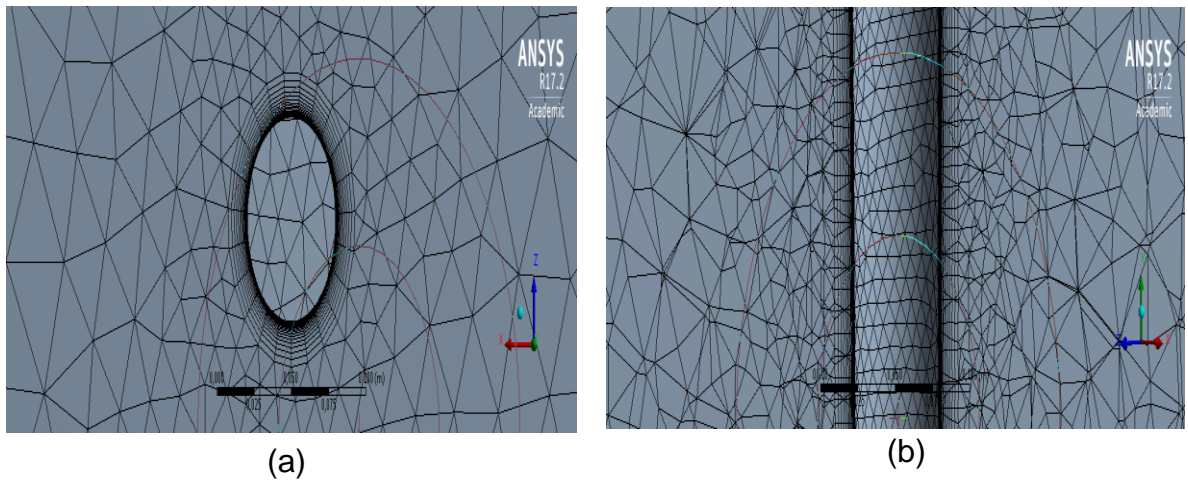


Figura C.2. Malla con refinamiento localizado en la región adyacente a la pared del tanque y de la chaqueta. (a) Vista frontal izquierda sobre un corte axial. (b) Corte axial de una de las serpentinas de media tubería.

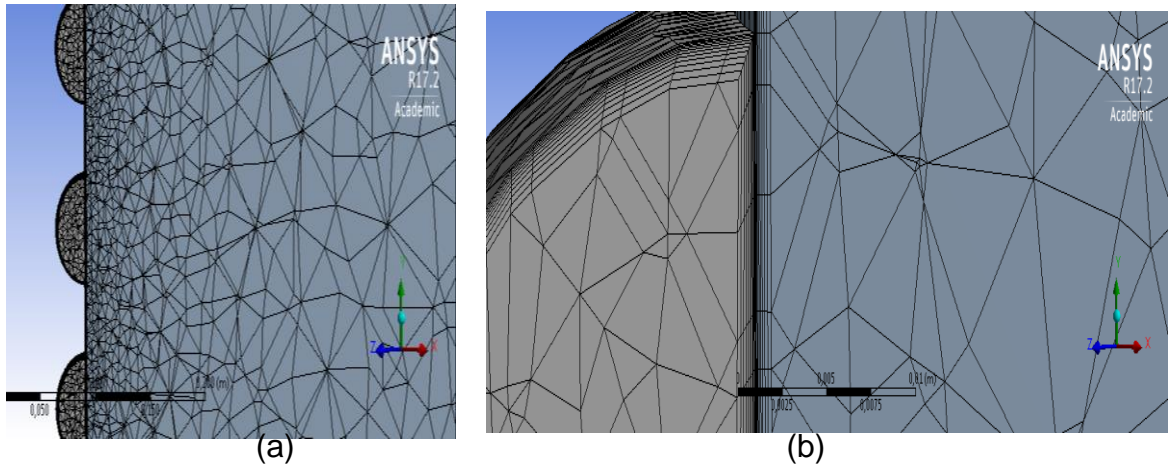
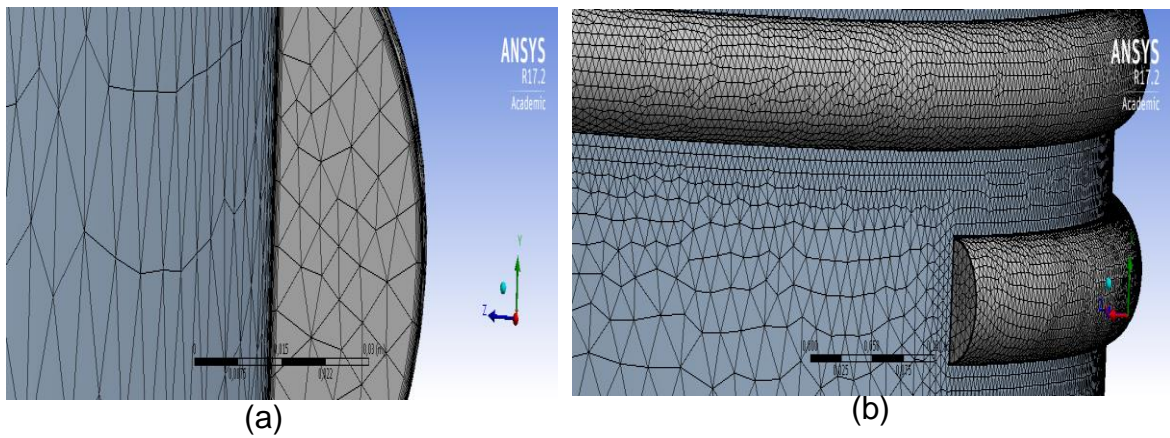


Figura C.3. Malla de una parte de la serpentina. (a) Vista de la conexión de salida. (b) Vista de la última vuelta de serpentina en la salida de la chaqueta.



Anexo D. Estudio de independencia de malla.

Para el estudio de independencia de malla fueron generadas 6 mallas con diferentes niveles de refinamiento en el dominio estacionario para la configuración de referencia estándar industrial, modificando la altura de la primera capa de prismas, la tasa de crecimiento y el número de capas de prismas en la capa límite, en la Tabla D.1 son presentados los parámetros más importantes utilizados para el estudio. Cada uno de estos niveles de refinamiento fue simulado y analizado aplicando la condición de contorno de temperatura constante en la superficie de la chaqueta y bajo las mismas condiciones de operación establecidas para todas las simulaciones realizadas en este trabajo.

Tabla D.1. Parámetros de la malla en la superficie de la pared del tanque y superficie de la chaqueta para el refinamiento localizado.

Parámetro	Nivel de malla					
	1	2	3	4	5	6
Número de elementos del dominio estacionario	615097	1285062	2520541	2965560	2967888	2968632
Altura de la primera capa de prismas [m]	$2,52 \times 10^{-4}$	$2,8 \times 10^{-5}$	$1,4 \times 10^{-5}$	$1,12 \times 10^{-5}$	$1,05 \times 10^{-5}$	$1,03 \times 10^{-5}$
Capas de prismas en la capa límite	10	15	15	20	20	20
Valor y^+	9	1	0,5	0,4	0,375	0,368
Tasa de crecimiento	1,249	1,343	1,406	1,306	1,310	1,311

No es recomendable utilizar las funciones de pared en los procesos de tanques de agitación dado que presentan flujos con presencia de regiones de recirculación y con desplazamiento de la capa límite⁵², por consiguiente, con el propósito de

⁵² JAIMES. Op. Cit., p. 78.

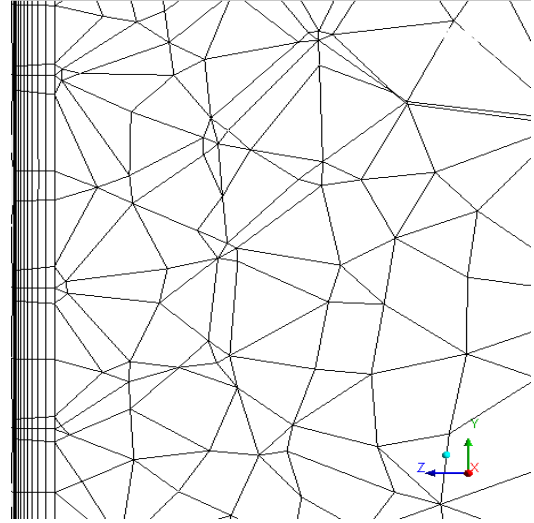
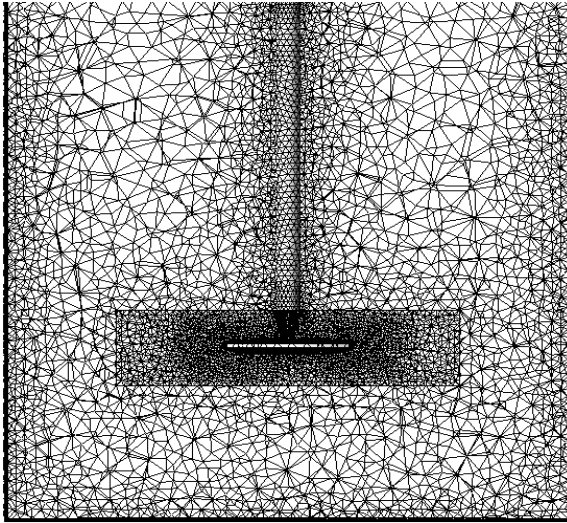
garantizar que el número de capas de prismas en la capa límite este entre 10 a 20, fueron hechos cálculos de la altura de la primera capa de prismas y la tasa de crecimiento requerida. Los valores de la distancia de la pared adimensional y^+ en el rango de $0,35 \leq y^+ \leq 9$ para la superficie de la pared del tanque y superficie de la chaqueta, y 5 para la superficie del agitador, fueron seleccionados de acuerdo con el trabajo de Gomez⁵³, donde utiliza para el dominio estacionario un rango entre $0,2 < y^+ < 9$ y para el dominio rotativo $0,7 < y^+ < 18$.

En el dominio rotativo fue generada una malla de 530630 elementos la cual se mantuvo constante para todas las mallas estudiadas en el proceso de refinamiento, por otra parte, en la región del dominio estacionario fue aumentando el número de elementos debido a la disminución del y^+ , generando diferentes densidades de malla (Tabla D.1) hasta que los resultados numéricos de los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada al lado del proceso ($\overline{h_o}$) mostraran independencia del refinamiento de la malla como se muestra en el análisis de resultados.

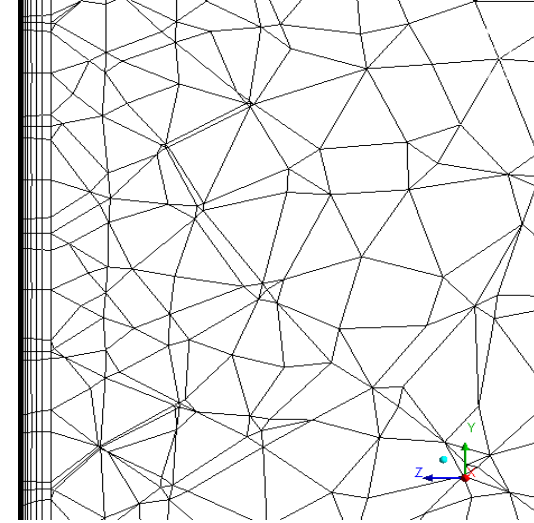
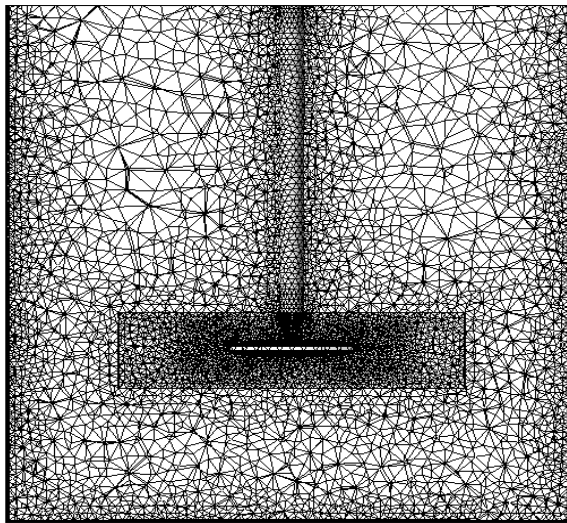
En la Figura D.1 se pueden observar las mallas computacionales utilizadas en el estudio de independencia de malla con un número de elementos en el dominio estacionario entre 615097 y 3253653.

⁵³ GÓMEZ. Op. Cit., p. 71.

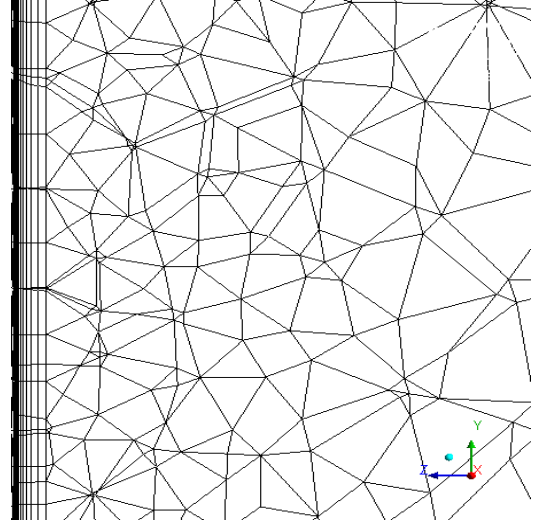
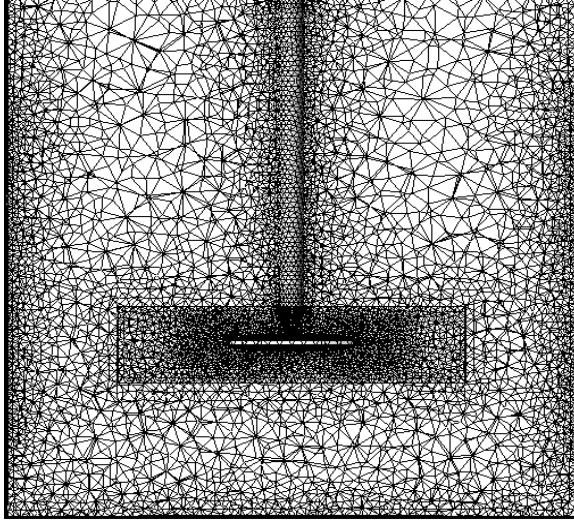
Figura D.1. Plano axial de las mallas no estructuradas 3D utilizadas en el estudio de independencia de malla con acercamiento a la pared del tanque. (a) Malla 1. (b) Malla 2. (c) Malla 3. (d) Malla 4. (e) Malla 5. (f) Malla 6.



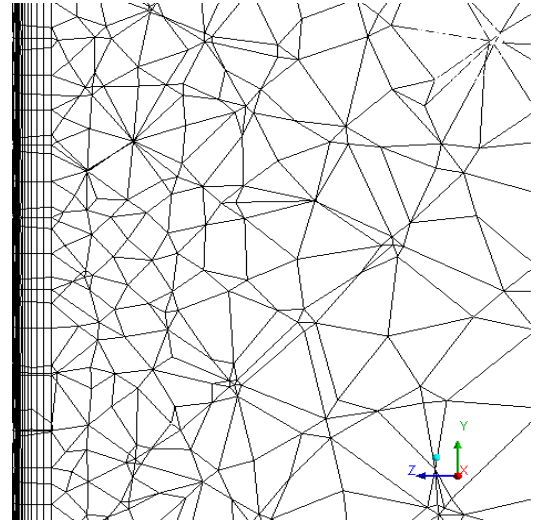
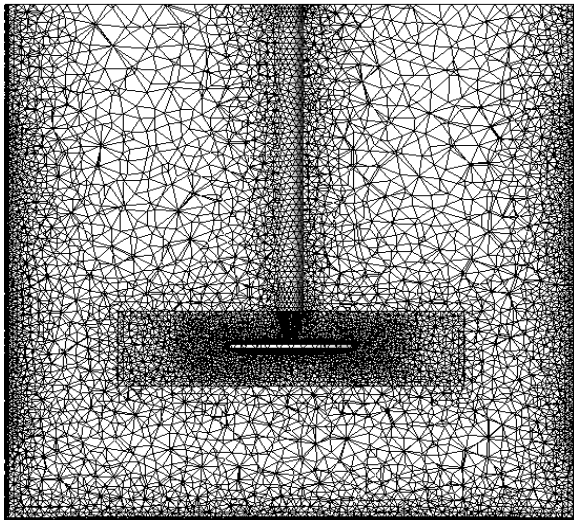
(a)



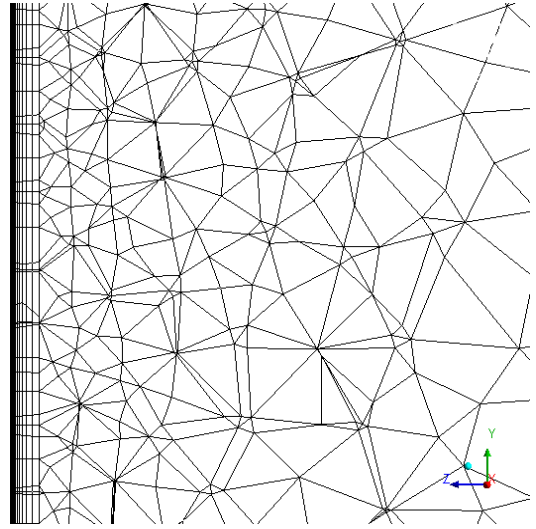
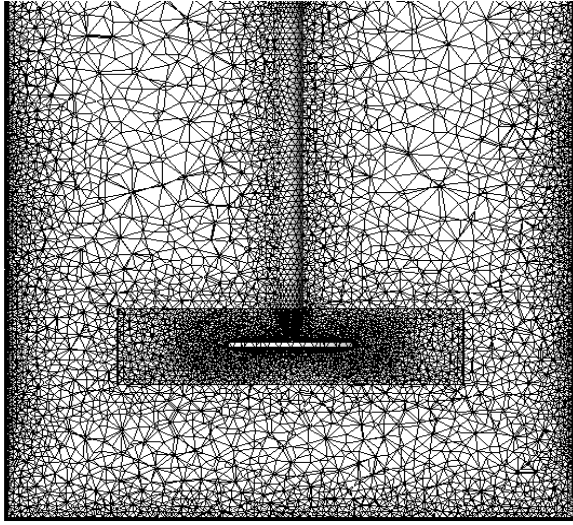
(b)



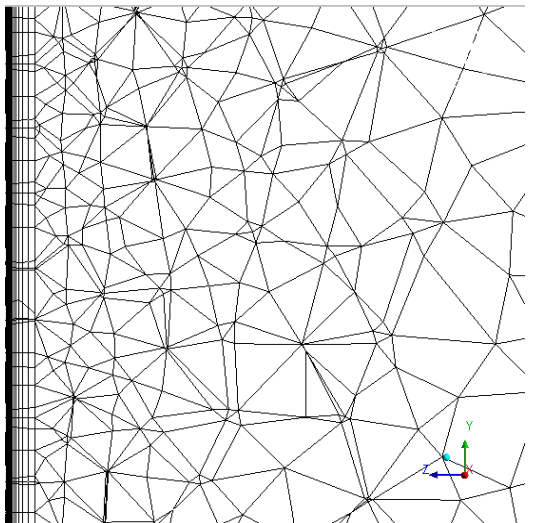
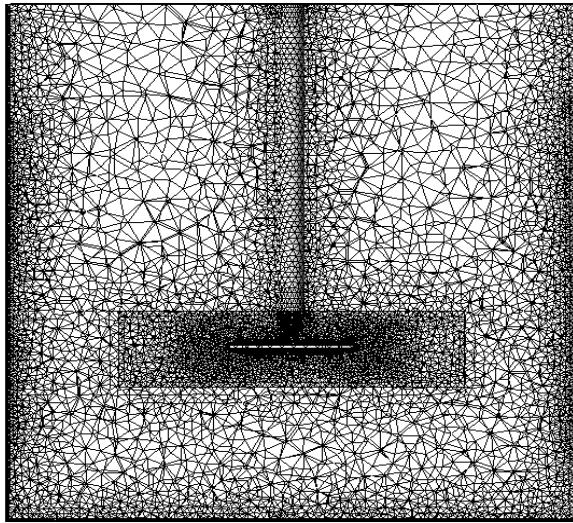
(c)



(d)



(e)



(f)

Anexo E. Propiedades fisicoquímicas del fluido de estudio.

Tabla E.1. Propiedades del agua a 25 °C y 1 atm.

Propiedad	Fluido de estudio agua	
Densidad (ρ)	997	Kg/m^3
Viscosidad dinámica (μ)	$8,899 \times 10^{-4}$	$Kg/m \cdot s$
Conductividad térmica (k)	0,6069	$W/m \cdot K$
Calor específico (Cp)	4181,7	$J/Kg \cdot K$

Fuente: JAIMES PRADA, Ronald. OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES DE NUSSELT EM REATORES DE TANQUE AGITADO ATRAVÉS DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD). Tesis de Doctorado en Ingeniería Química. Campinas, Brasil: Universidad Estatal de Campinas. Facultad de Ingeniería Química, 2015, p. 82.

Anexo F. Especificación de las condiciones de contorno.

Es necesario aplicar condiciones de contorno y algunas suposiciones apropiadas al problema físico para calcular la solución numérica de las ecuaciones de continuidad, momento, energía y modelo de turbulencia, de tal manera, que se pueda obtener una solución que represente el comportamiento del sistema.

- En todas las interfases solido-fluido como las paredes del tanque, pared del área de transferencia de calor de la chaqueta, fondo, deflectores, fue empleada la condición de no deslizamiento en la pared (No slip Wall). De tal forma, se considera la reducción de la velocidad del fluido hasta que sea nula cuando el agua este en contacto directo con la superficie.

- En el agitador fue asumido que la velocidad del fluido en contacto directo con la superficie tiene la misma velocidad angular que la superficie, por ende, corresponderá a la velocidad definida para la rotación del conjunto impulsor-árbol eje. Esta es una condición de contorno de pared rotativa.
- Para el modelamiento con múltiples sistemas de referencia rotacional (MRF) las interfases fluido-fluido entre los dominios estacionario y rotativo, son tratadas como superficies comunes no coincidentes que son conectadas por el algoritmo (*General Grid Interface-GGI*).
- La parte superior del tanque (superficie libre del líquido) es asumida como una pared que da lugar a una superficie plana de fluido donde los esfuerzos cortantes y velocidad axial son nulas. Esta condición es válida al considerar que no hay flujo de masa a través de la superficie libre y que los deflectores evitan la formación del fenómeno de vórtice en la superficie. Por ello, puede ser aplicada la condición de libre deslizamiento en la pared (*Free Slip Wall*) en la simulación.
- El tanque agitado enchaquetado es considerado como un sistema adiabático, la superficie de la pared del tanque no ocupada por la chaqueta, el fondo y parte superior del tanque fue asumida con condición adiabática.
- En la superficie de la chaqueta fueron usadas 2 condiciones de contorno, temperatura T_{sc} y flux de calor Q_{sc} constante en la pared de 383 K y 253359 W/m^2 respectivamente.

Anexo G. Detalles del modelo físico y esquemas numéricos.

El modelamiento de tanques agitados enchaquetados a través de CFD no es trivial, uno de los problemas a lidiar es simular o llevar en consideración la rotación del impulsor, para ello, fue utilizado el modelado con múltiples sistemas de referencia rotacional MRF, que necesariamente implica el cambio de sistema de referencia entre el dominio rotativo y estacionario, debido a esto, fue utilizado el modelo Frozen Rotor por su estabilidad numérica y menor costo computacional, pues produce una solución en estado estacionario para el abordaje de MRF, de allí, que el análisis en CFD sea en falso transitorio.

El modelo físico de turbulencia SST fue empleado para todas las simulaciones, teniendo en cuenta, que es posible obtener buenas predicciones para el fenómeno de transferencia de calor y el comportamiento del flujo del fluido en todo el volumen del tanque incluyendo las regiones próximas a la pared pues es capaz de predecir correctamente el desplazamiento de la capa límite.

El esquema de discretización o función de interpolación utilizado para evitar la presencia de oscilaciones numéricas en los campos de solución al tener en cuenta la naturaleza convectiva del flujo fue Upwind Difference Scheme (UDS), este esquema de primer orden predice con exactitud los campos de flujo y logra en un menor tiempo computacional la convergencia en comparación con esquemas de alto orden. También fue utilizado el esquema transitorio First Order Backward Euler en la interpolación de los términos temporales, ya que, todas las simulaciones fueron realizadas en estado transitorio (abordaje de falso transitorio).

El tiempo de paso establecido para todas las simulaciones fue de 0,01 s, la elección de este valor obedece al hecho, que entre mayor sea la densidad de malla menor debe ser el tiempo de paso para lograr la convergencia definida. Por otra parte, el intervalo del tiempo de simulación debe ser el necesario para que el impulsor complete diversas vueltas hasta que se alcance la condición de estado estacionario,

en la literatura se pueden encontrar tiempos de simulación que van desde 10 hasta 44 vueltas del impulsor. De acuerdo con lo anterior, las simulaciones fueron hechas para 30 vueltas completas del impulsor correspondiente a un intervalo de tiempo de 18s, tiempo suficiente para que el patrón de flujo se desarrolle completamente. El criterio de convergencia estipulado para todos los casos fue valores residuales (RMS) inferiores a $1,0 \times 10^{-5}$, este criterio es válido para la mayoría de aplicaciones en ingeniería.

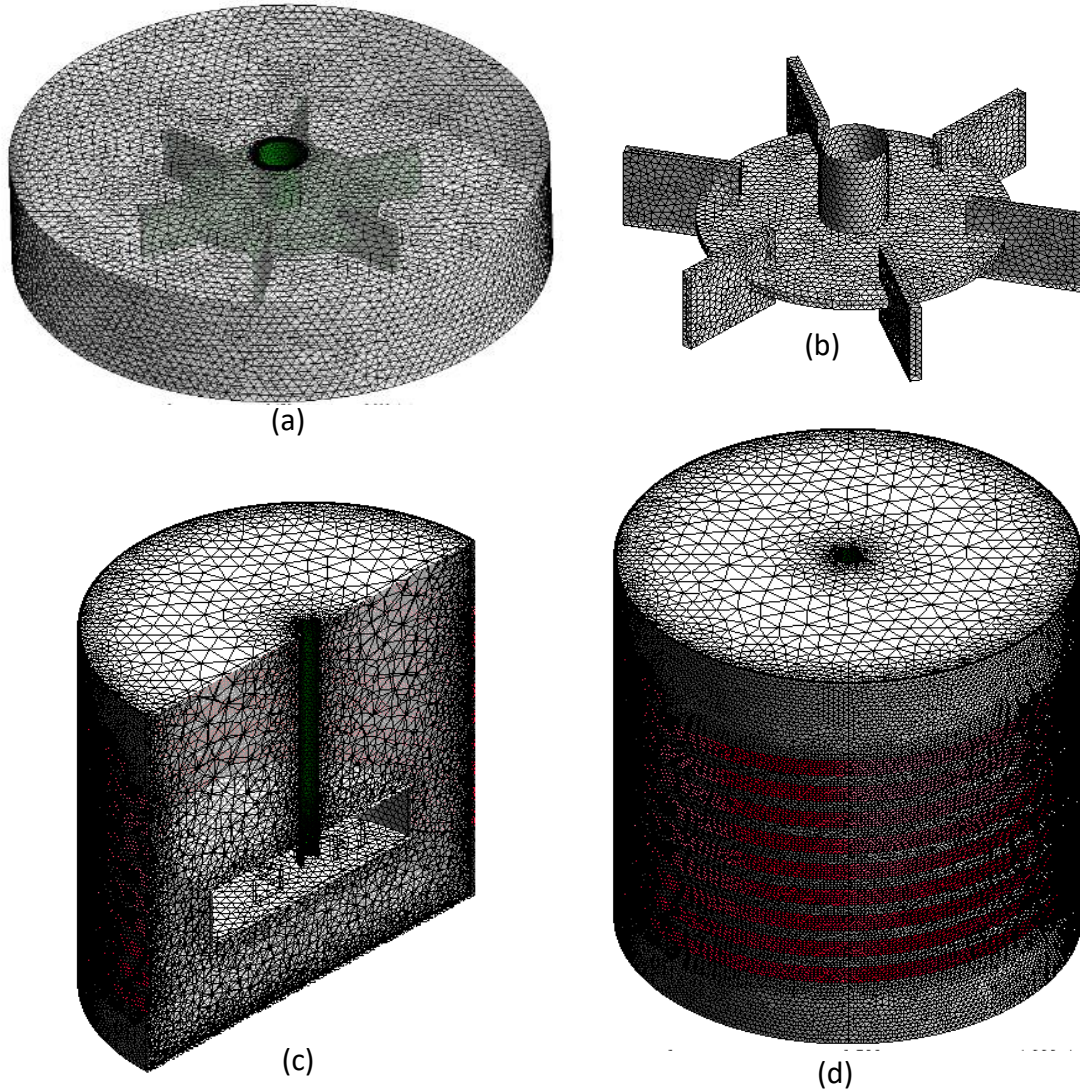
Anexo H. Características del *Cluster* y recurso utilizado.

Tabla H.1. Características del equipo utilizado para realizar las simulaciones.

<i>Características</i>	<i>Especificación</i>	<i>Utilizado</i>
Sistema operativo	Linux Suse Enterprise 12	Linux Suse Enterprise 12
Tipos de procesador	Intel® Xeon Six Core	Intel® Xeon Six Core
Interfase de comunicación	ssh	ssh
Número total de núcleos procesamiento	6 nodos computacionales. 2 procesadores / nodo. Total 72 núcleos de procesamiento	1 nodo, 2 procesadores. 6 núcleos de procesamiento
Memoria RAM/ unidad de procesamiento	Memoria 64 Gb / nodo	Memoria RAM 64 Gb
Tiempo de simulación	Cada simulación	Entorno a 1,5 a 2,5 dias

Anexo I. Malla óptima del estudio de independencia de malla.

Figura I.1. Malla óptima no estructurada 3D con elementos tetraédricos y prismáticos. (a) Malla del dominio rotativo. (b) Malla de la superficie del impulsor. (c) Malla del dominio estacionario con corte axial. (d) Malla del tanque de agitación enchaquetado.



Anexo J. Número de elementos totales de las mallas para las diferentes configuraciones de la chaqueta de serpentina de media tubería.

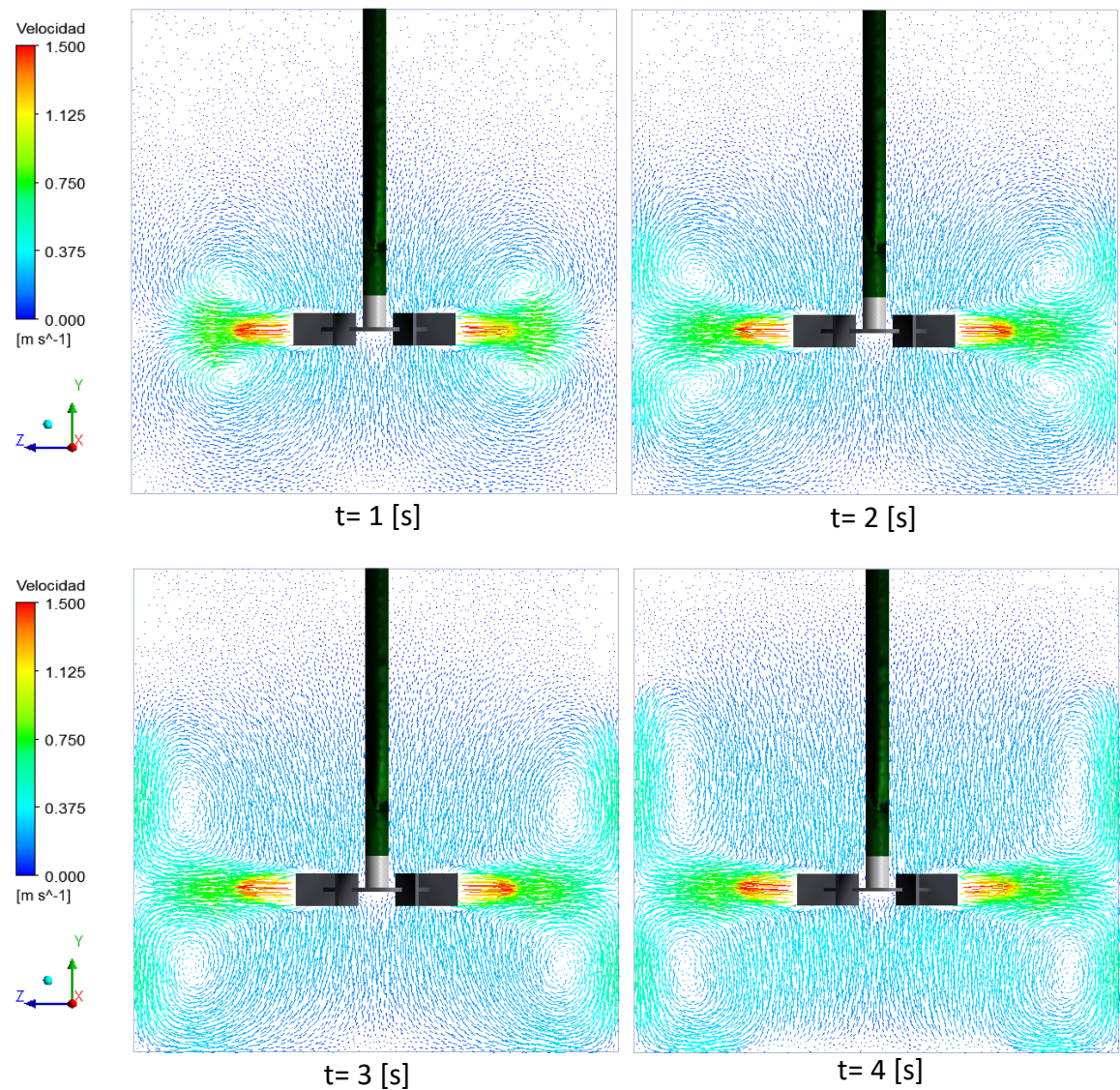
Tabla J.1. Número de elementos totales para las mallas de cada configuración geométrica de la chaqueta.

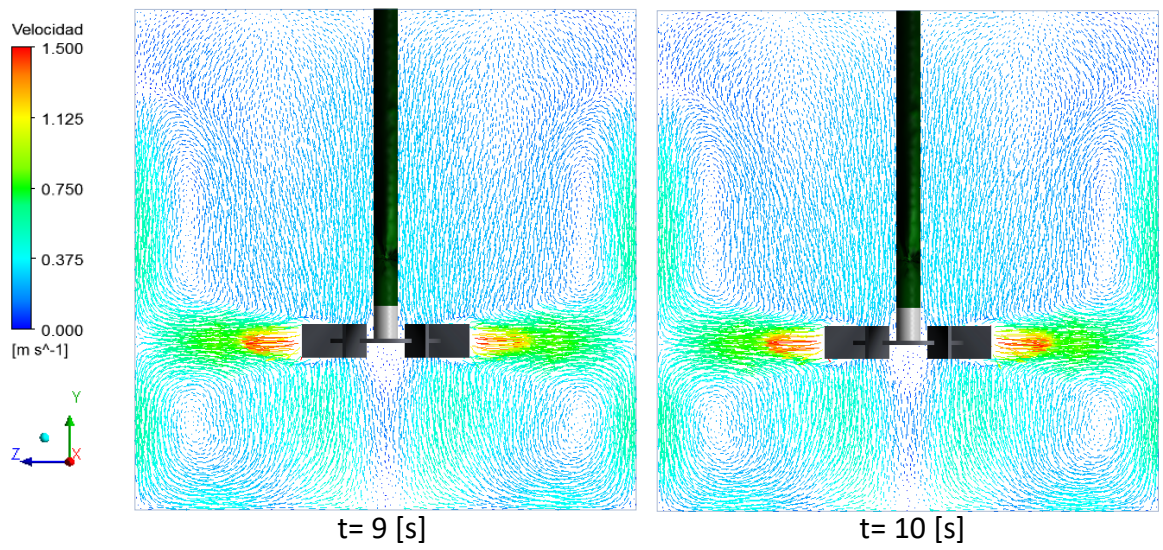
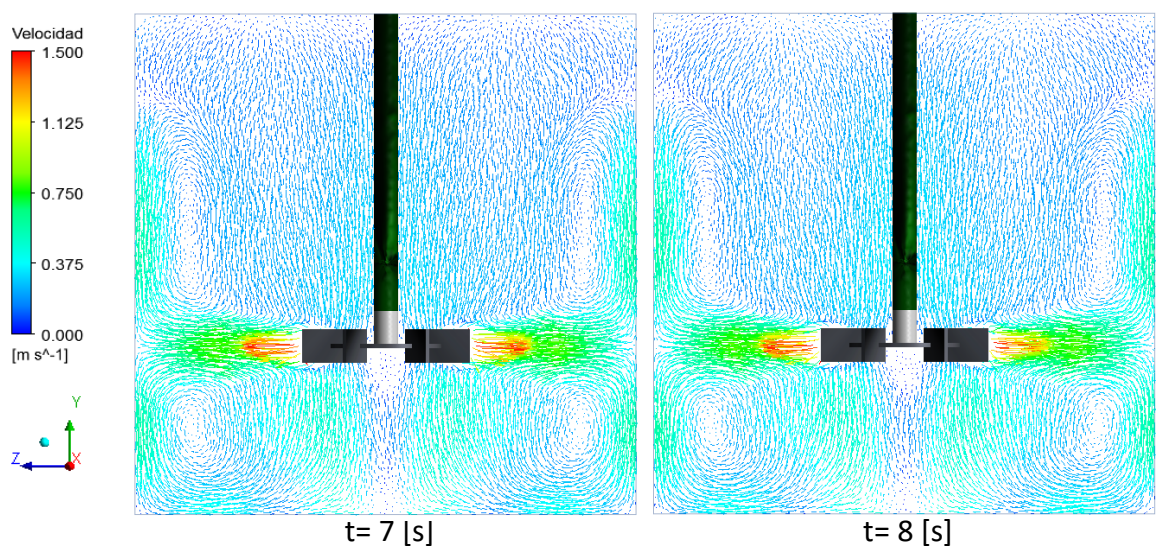
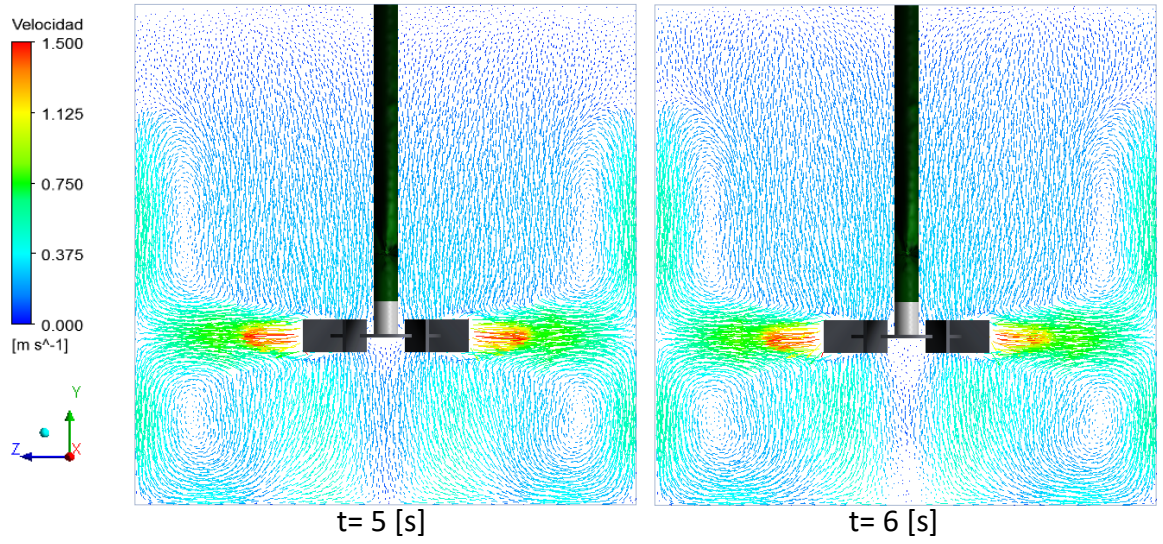
<i>Coil Pitch</i>	Valor [mm]	Número de elementos totales del dominio fluido	Número de vueltas aproximadas
CP_1	61,45	3590265	12
CP_2	66,75	3478651	11
CP_3	73,05	3510353	10
CP_4	79,45	3498518	9,5
CP_5	85,75	3405605	9
CP_6	92,05	3384450	8

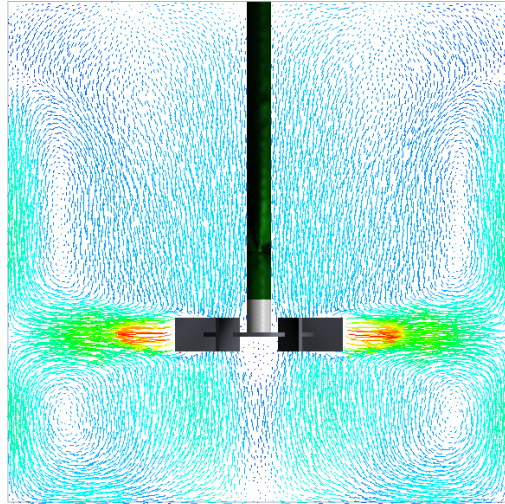
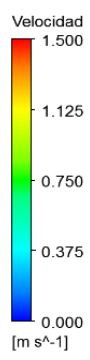
Anexo K. Evolución del patrón de flujo y perfil de temperatura con respecto al tiempo de simulación para la configuración CP₁ de la chaqueta con flux de calor Q_{sc} constante.

- Patrón de flujo generado por el impulsor tipo turbina de Rushton

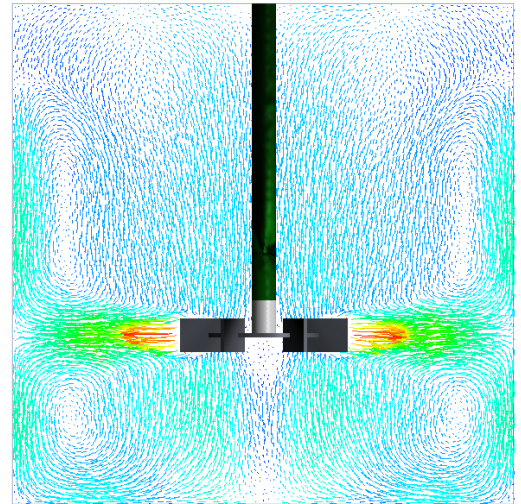
Figura K.1. Vectores de velocidad en plano YZ.



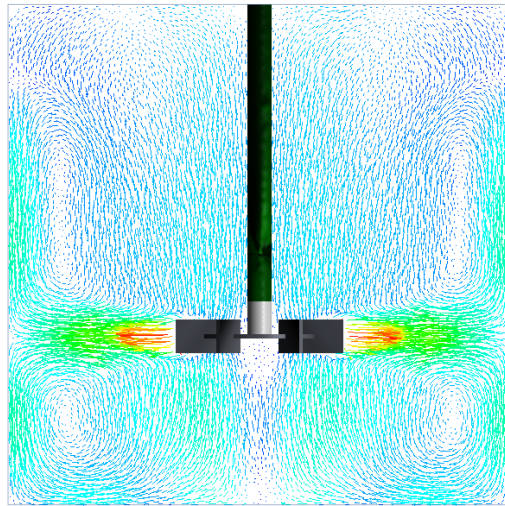
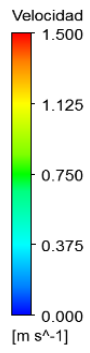




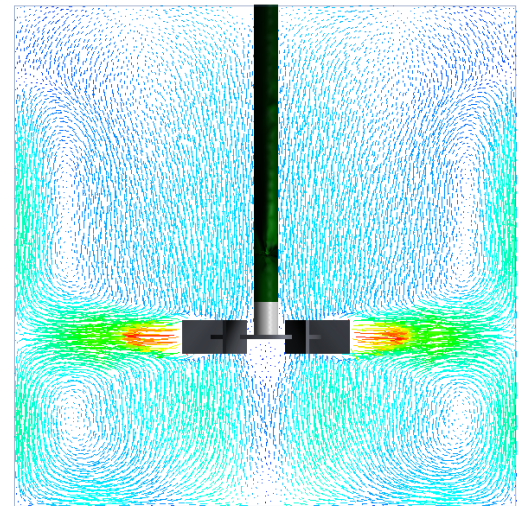
$t = 11$ [s]



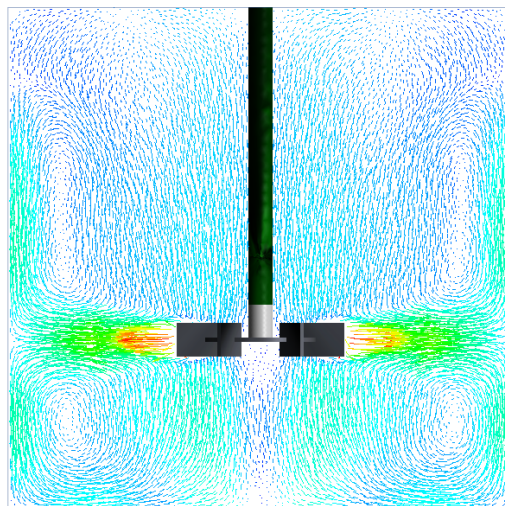
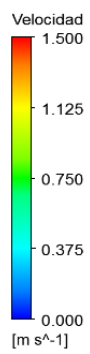
$t = 12$ [s]



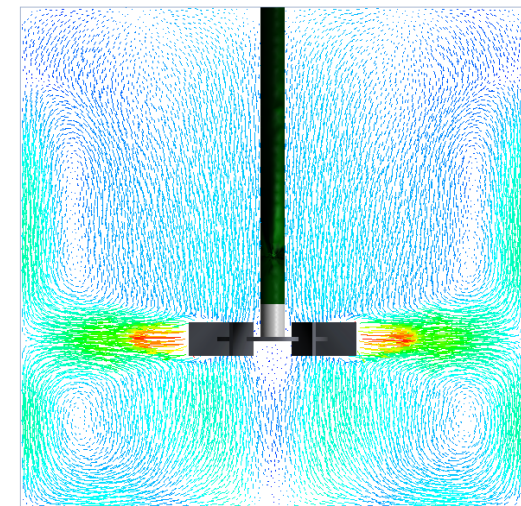
$t = 13$ [s]



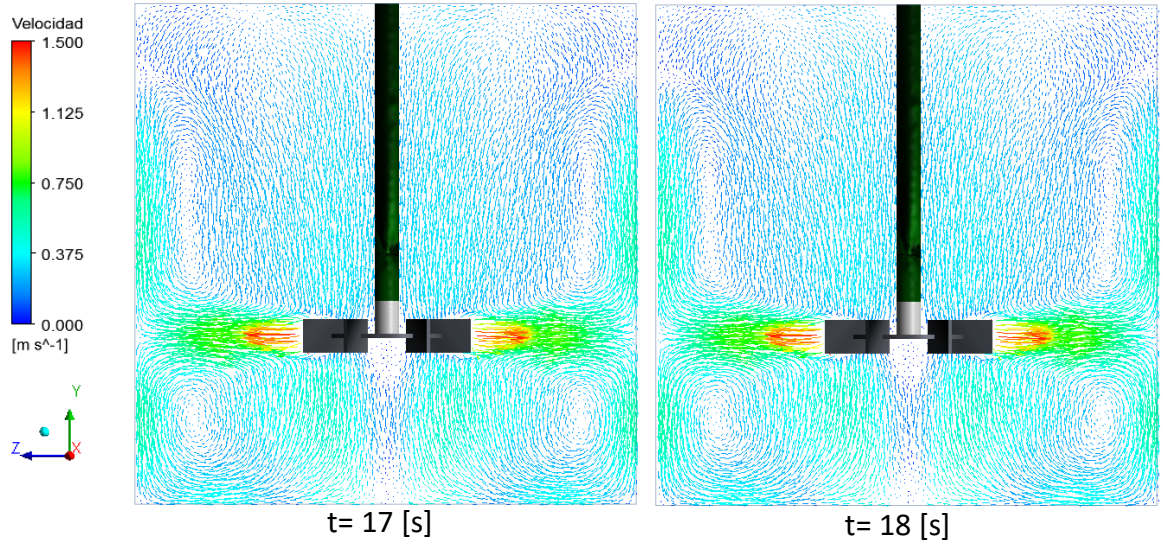
$t = 14$ [s]



$t = 15$ [s]



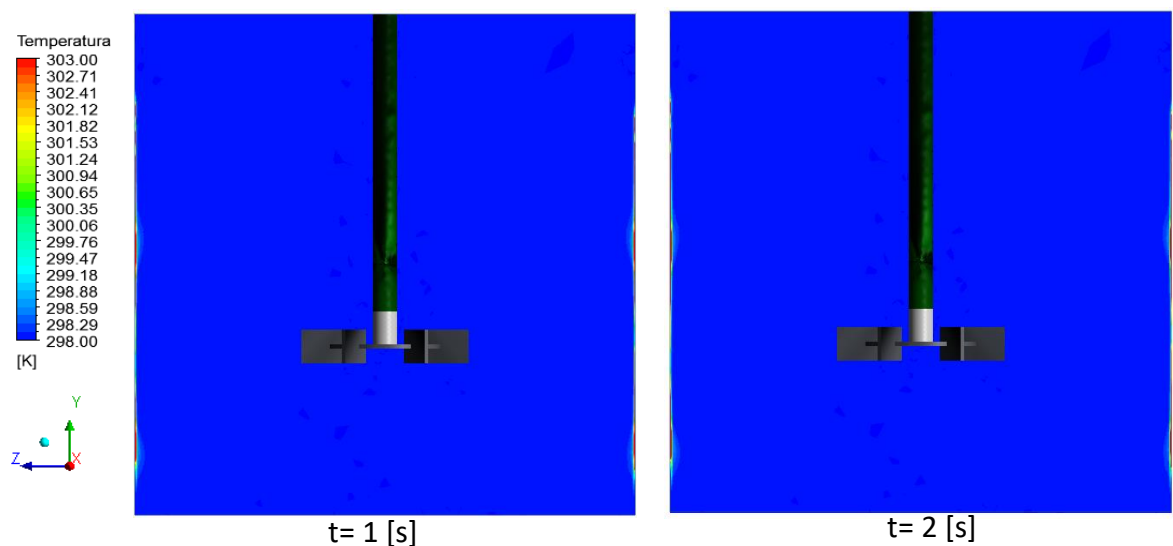
$t = 16$ [s]

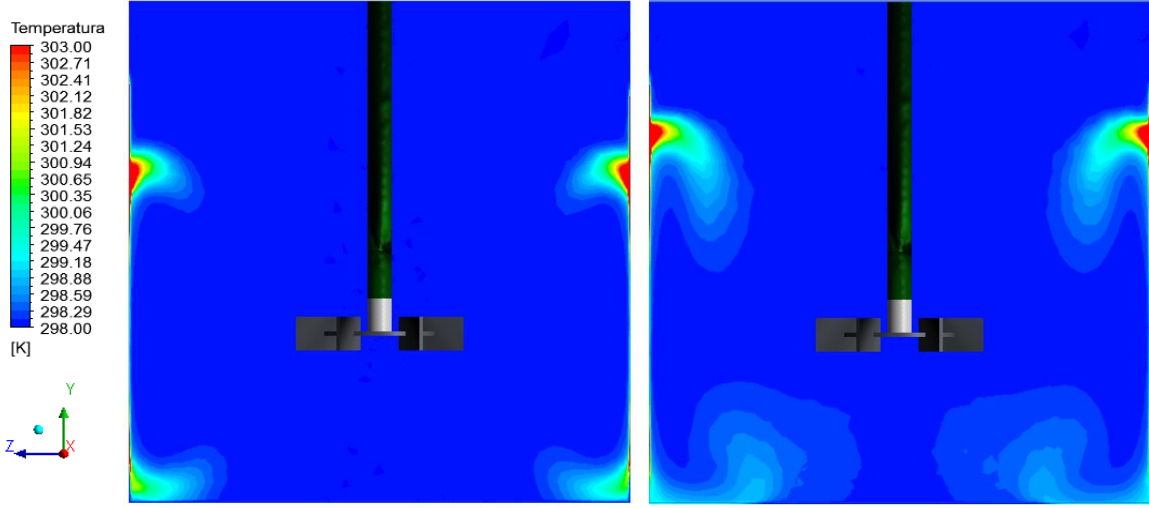


Nótese que el patrón de flujo se desarrolla completamente en el segundo 13 después de 21 vueltas totales del impulsor, pues los perfiles de velocidad en las diversas secciones del tanque no varían significativamente en dos vueltas consecutivas.

- Perfil de temperatura

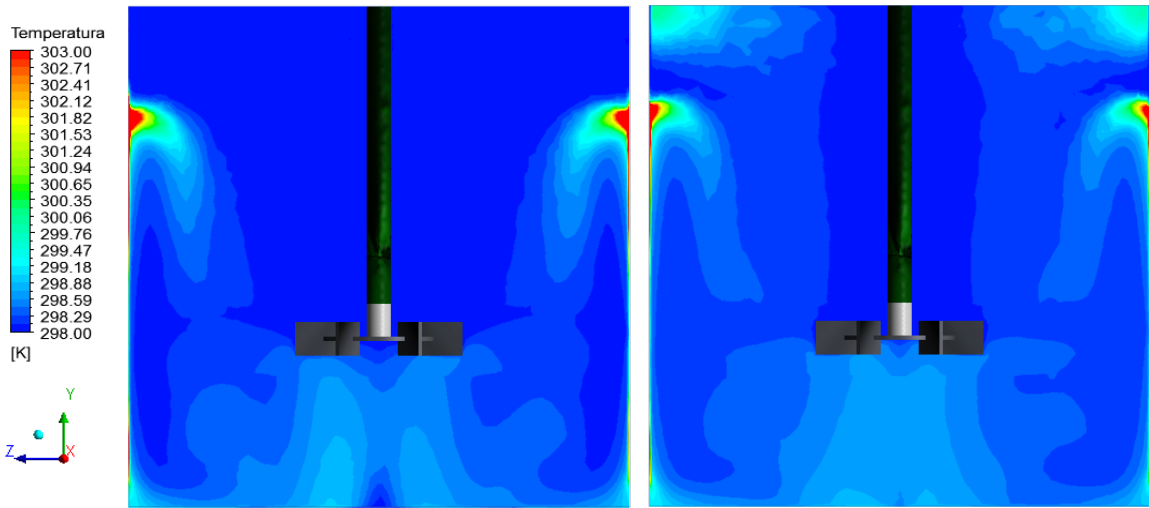
Figura K.2. Contornos de temperatura en plano YZ.





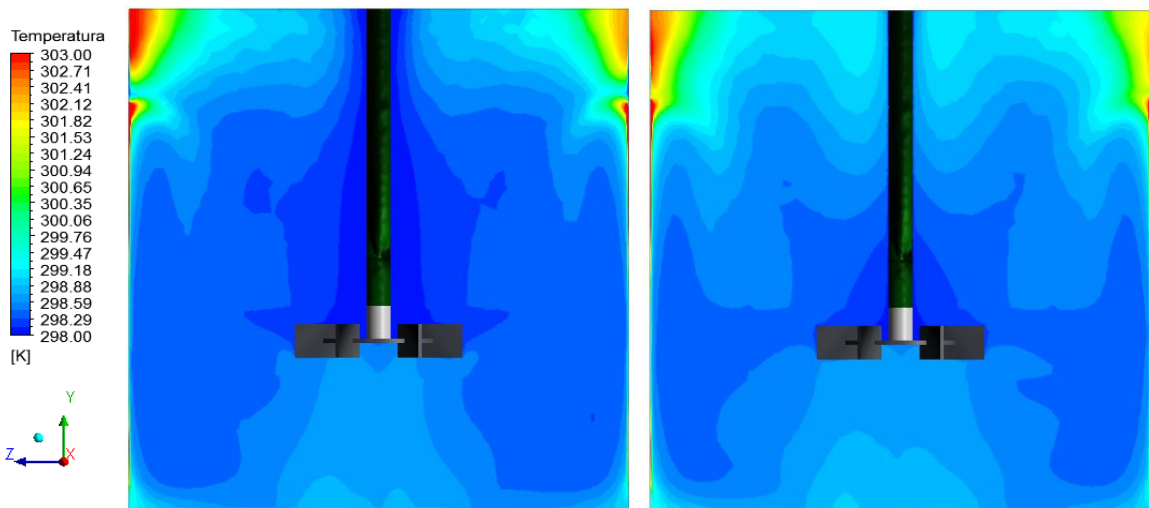
t= 3 [s]

t= 4 [s]



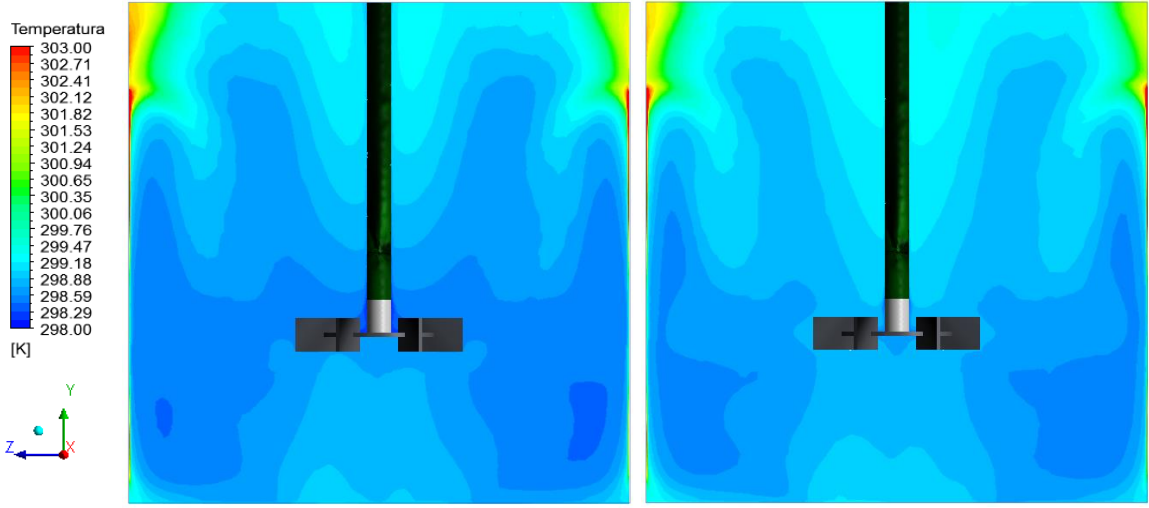
t= 5 [s]

t= 6 [s]



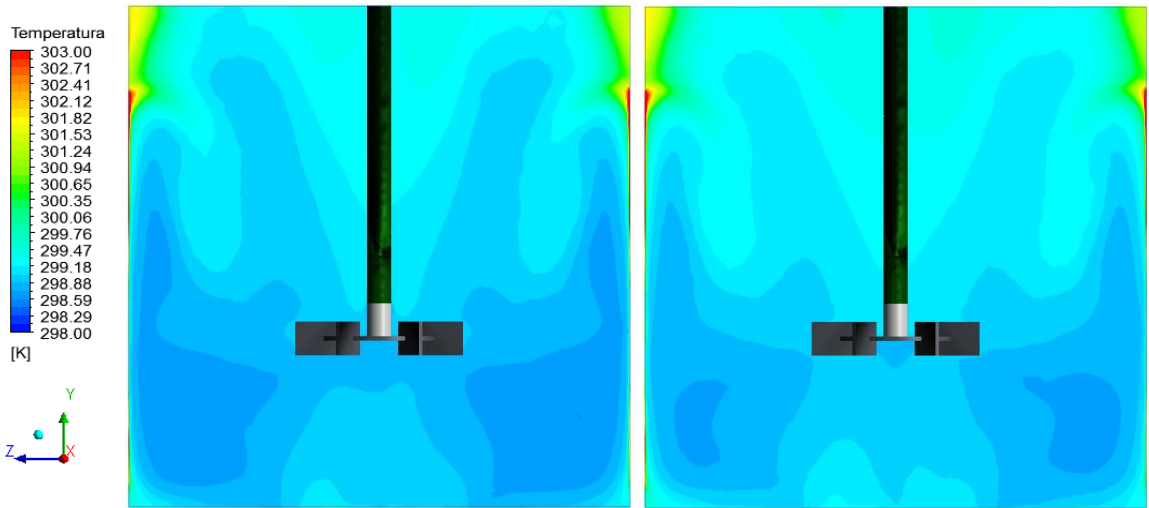
t= 7 [s]

t= 8 [s]



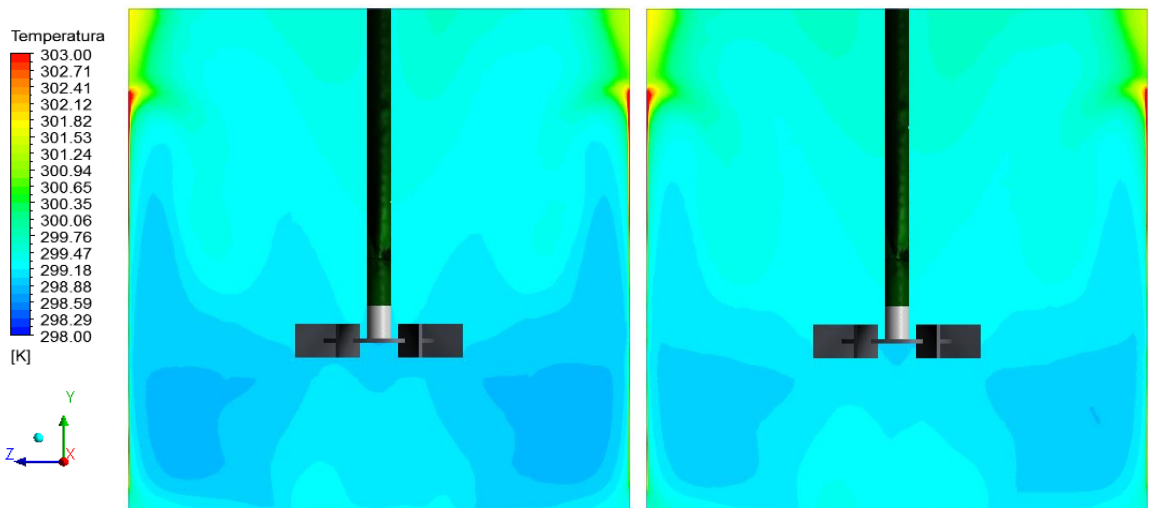
t= 9 [s]

t= 10 [s]



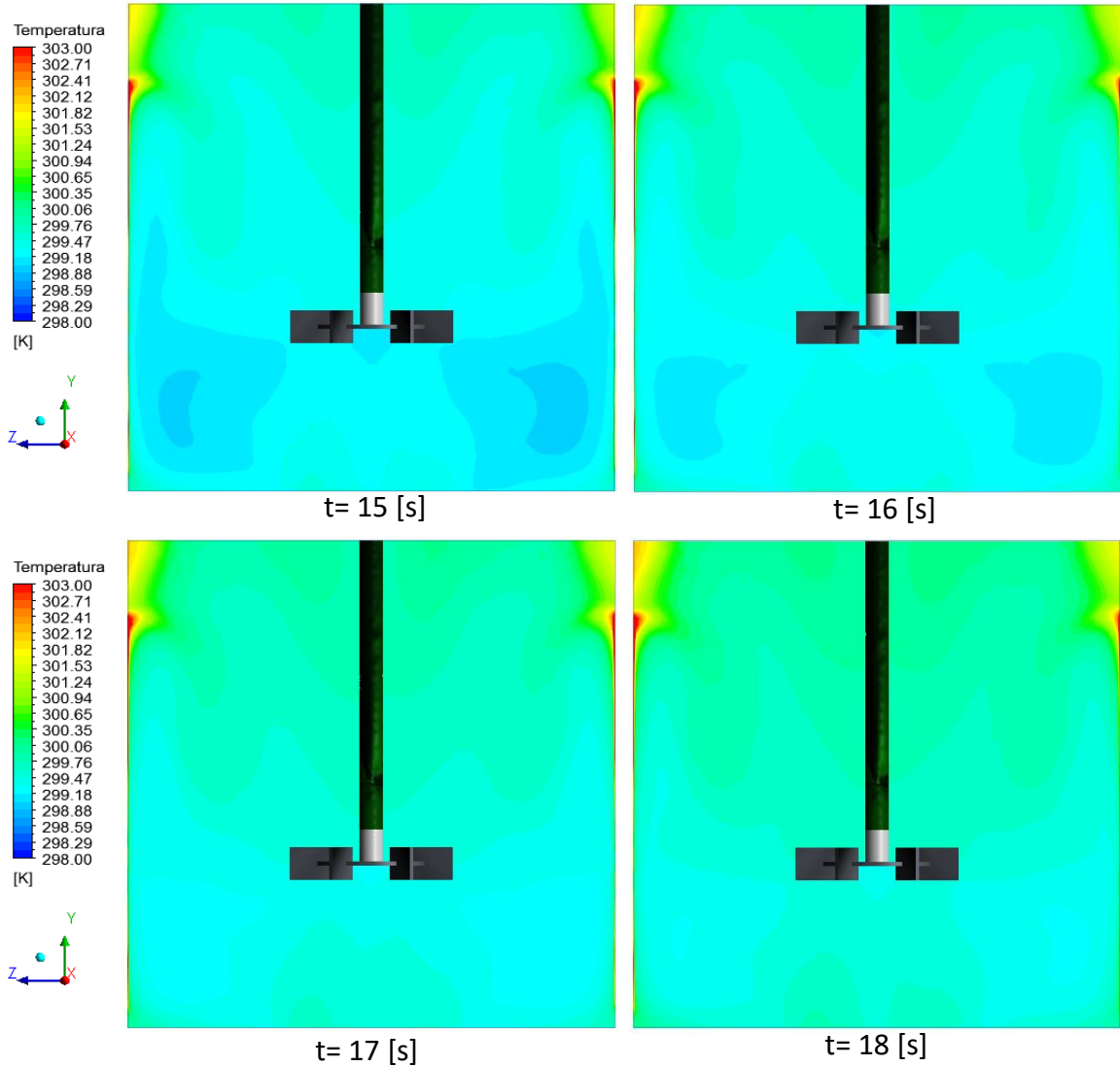
t= 11 [s]

t= 12 [s]



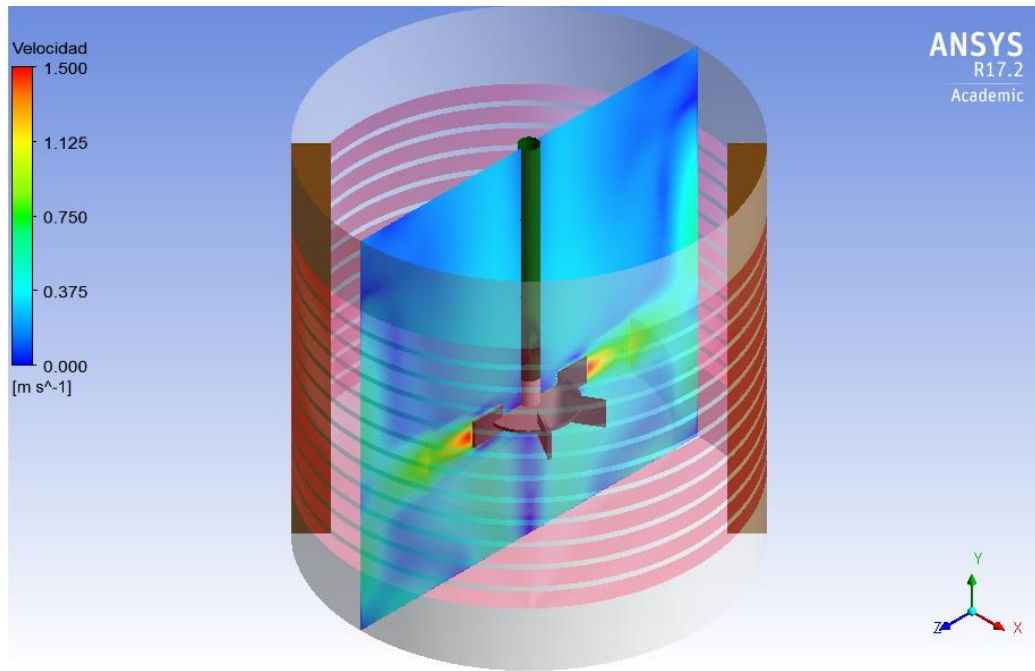
t= 13 [s]

t= 14 [s]

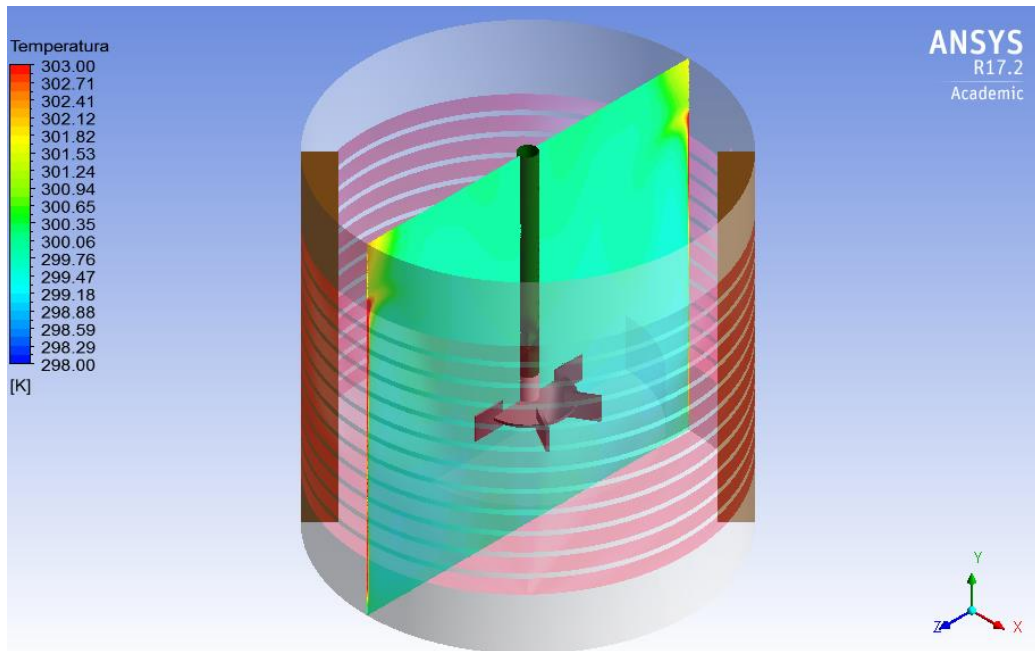


Una de las principales características de los impulsores turbina de Rushton es la distribución uniforme de energía térmica en el volumen del tanque. Para procesos discontinuos con servicio de calentamiento del fluido de proceso, la temperatura aumenta según los requerimientos energéticos del proceso, sin embargo, el perfil de temperatura presentará la misma tendencia como la observada anteriormente.

Figura K.3. Plano axial que corta la línea central del árbol eje del impulsor en el segundo 18 de simulación. (a) Campo de velocidades del impulsor tipo Rushton. (b) Contornos de temperatura en un tanque agitado con chaqueta de serpentina de media tubería.



(a)



(b)

Anexo L. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la predicción de los coeficientes promedios de transferencia de calor por convección forzada.

- Caso de estudio A

Tabla L.1. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 1 de la chaqueta con Tsc constante.

Configuración 1	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_1 61,45 [mm]	Zs_1 1 [mm]		A_{sc} 2,40624 [m ²]		
Tiempo [s]	\overline{Q}_{sc} [Wm ⁻²]	T_{sc} [K]	\overline{T}_f [K]	\overline{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\overline{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	103683	383	298,087	1221,050	2938,139	20,770
2	140405	383	298,130	1654,354	3980,772	16,253
3	221226	383	298,215	2609,259	6278,503	19,003
4	240302	383	298,313	2837,531	6827,781	18,972
5	250143	383	298,411	2957,158	7115,631	19,233
6	259967	383	298,516	3077,115	7404,278	19,611
7	268034	383	298,625	3176,699	7643,901	19,863
8	273201	383	298,737	3242,242	7801,611	19,874
9	276162	383	298,849	3281,744	7896,663	20,041
10	277878	383	298,960	3306,497	7956,225	20,071
11	279281	383	299,073	3327,666	8007,162	20,114
12	280656	383	299,187	3348,597	8057,529	20,162
13	281990	383	299,302	3369,137	8106,951	20,207
14	283102	383	299,417	3387,076	8150,119	20,242
15	283904	383	299,532	3401,351	8184,468	20,263
16	284439	383	299,648	3412,504	8211,303	20,275
17	284767	383	299,764	3421,200	8232,228	20,289
18	284923	383	299,880	3427,851	8248,233	20,298
					Promedio	19,752

Tabla L.2. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 2 de la chaqueta con T_{sc} constante.

Configuración 2	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_2 66,75 [mm]	Zs_2 6,3 [mm]	A_{sc} 2,23407 [m ²]			
Tiempo [s]	\overline{Q}_{sc} [Wm ⁻²]	T_{sc} [K]	\overline{T}_f [K]	\overline{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\overline{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	107948	383	298,083	1271,218	2839,989	16,735
2	146776	383	298,125	1729,320	3863,421	12,826
3	230987	383	298,207	2724,128	6085,893	15,352
4	250625	383	298,303	2959,078	6610,787	15,191
5	260920	383	298,398	3084,088	6890,068	15,453
6	271027	383	298,499	3207,382	7165,516	15,754
7	279274	383	298,605	3309,130	7392,827	15,926
8	284530	383	298,713	3375,728	7541,613	15,879
9	287580	383	298,821	3416,291	7632,234	16,021
10	289347	383	298,928	3441,657	7688,903	16,036
11	290804	383	299,038	3463,519	7737,744	16,072
12	292234	383	299,148	3485,117	7785,995	16,112
13	293614	383	299,259	3506,216	7833,131	16,147
14	294772	383	299,370	3524,716	7874,462	16,175
15	295619	383	299,482	3539,584	7907,679	16,196
16	296192	383	299,594	3551,207	7933,646	16,208
17	296547	383	299,706	3560,244	7953,835	16,221
18	296725	383	299,818	3567,178	7969,325	16,231
					Promedio	15,808

Tabla L.3. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 3 de la chaqueta con T_{sc} constante.

Configuración 3	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_3 73,05 [mm]	Zs_3 12,6 [mm]	A_{sc} 2,06010 [m ²]			
Tiempo [s]	\overline{Q}_{sc} [Wm ⁻²]	T_{sc} [K]	\overline{T}_f [K]	\overline{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\overline{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	107824	383	298,075	1269,638	2615,581	7,511
2	150084	383	298,115	1768,086	3642,434	6,372
3	232353	383	298,192	2739,753	5644,166	6,979
4	252317	383	298,280	2978,246	6135,485	6,909
5	262152	383	298,368	3097,552	6381,266	6,928
6	272086	383	298,462	3218,505	6630,443	7,111
7	280208	383	298,560	3318,427	6836,292	7,199
8	285409	383	298,660	3384,029	6971,438	7,118
9	288438	383	298,760	3424,003	7053,788	7,228
10	290190	383	298,859	3448,854	7104,984	7,224
11	291609	383	298,960	3469,883	7148,307	7,230
12	293025	383	299,062	3490,970	7191,746	7,250
13	294399	383	299,165	3511,648	7234,346	7,269
14	295548	383	299,268	3529,690	7271,514	7,280
15	296387	383	299,371	3544,070	7301,138	7,283
16	296959	383	299,475	3555,331	7324,337	7,283
17	297322	383	299,578	3564,072	7342,344	7,286
18	297516	383	299,682	3570,849	7356,306	7,290
					Promedio	7,153

Tabla L.4. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 4 de la chaqueta con Tsc constante.

Configuración 4 Referencia Estándar	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_4 79,45 [mm]	Z_{S_4} 19 [mm]		A_{sc} 1,90928 [m ²]		
Tiempo [s]	$\overline{Q_{sc}}$ [Wm ⁻²]	T_{sc} [K]	$\overline{T_f}$ [K]	$\overline{h_{oA}}$ [Wm ⁻² K ⁻¹]	$\overline{h_o}$ [WK ⁻¹]	% Aumento
1	108221	383	298,069	1274,223	2432,848	-
2	152251	383	298,108	1793,467	3424,231	-
3	234387	383	298,179	2763,313	5275,939	-
4	254708	383	298,262	3005,830	5738,971	-
5	264609	383	298,344	3125,697	5967,831	-
6	274187	383	298,432	3242,207	6190,282	-
7	282162	383	298,523	3340,104	6377,195	-
8	287637	383	298,617	3408,708	6508,178	-
9	290416	383	298,710	3445,438	6578,307	-
10	292215	383	298,802	3470,569	6626,289	-
11	293649	383	298,897	3491,540	6666,328	-
12	295044	383	298,992	3512,094	6705,571	-
13	296402	383	299,088	3532,296	6744,142	-
14	297553	383	299,184	3550,074	6778,085	-
15	298414	383	299,280	3564,429	6805,493	-
16	299014	383	299,377	3575,739	6827,086	-
17	299399	383	299,473	3584,458	6843,733	-
18	299608	383	299,570	3591,130	6856,473	-

Tabla L.5. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 5 de la chaqueta con T_{sc} constante.

Configuración 5	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_5 85,75 [mm]	Z_{S_5} 25,3 [mm]	A_{sc} 1,78057 [m ²]			
Tiempo [s]	$\overline{Q_{sc}}$ [Wm ⁻²]	T_{sc} [K]	$\overline{T_f}$ [K]	$\overline{h_{oA}}$ [Wm ⁻² K ⁻¹]	$\overline{h_o}$ [WK ⁻¹]	% Aumento
1	109097	383	298,065	1284,476	2287,100	-5,991
2	155951	383	298,102	1836,922	3270,768	-4,482
3	238134	383	298,169	2807,158	4998,341	-5,262
4	258624	383	298,248	3051,539	5433,478	-5,323
5	268987	383	298,326	3176,737	5656,402	-5,218
6	278756	383	298,409	3295,339	5867,581	-5,213
7	286827	383	298,496	3394,242	6043,685	-5,230
8	291935	383	298,585	3458,331	6157,800	-5,384
9	294826	383	298,673	3496,223	6225,270	-5,367
10	296528	383	298,760	3520,038	6267,674	-5,412
11	297910	383	298,849	3540,184	6303,545	-5,442
12	299297	383	298,940	3560,516	6339,749	-5,456
13	300658	383	299,030	3580,541	6375,403	-5,468
14	301810	383	299,121	3598,159	6406,774	-5,478
15	302668	383	299,212	3612,307	6431,966	-5,489
16	303267	383	299,304	3623,435	6451,779	-5,497
17	303664	383	299,395	3632,127	6467,257	-5,501
18	303899	383	299,486	3638,899	6479,314	-5,501
					Promedio	-5,373

Tabla L.6. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 6 de la chaqueta con T_{sc} constante.

Configuración 6	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_6 92,05 [mm]	Zs_6 31,6 [mm]	A_{sc} 1,66826 [m ²]			
Tiempo [s]	$\overline{Q_{sc}}$ [Wm ⁻²]	T_{sc} [K]	$\overline{T_f}$ [K]	$\overline{h_{oA}}$ [Wm ⁻² K ⁻¹]	$\overline{h_o}$ [WK ⁻¹]	% Aumento
1	109322	383	298,061	1287,065	2147,159	-11,743
2	157731	383	298,096	1857,757	3099,222	-9,491
3	239673	383	298,160	2825,000	4712,835	-10,673
4	260482	383	298,234	3072,954	5126,486	-10,672
5	270466	383	298,308	3193,525	5327,630	-10,728
6	280164	383	298,386	3311,083	5523,748	-10,767
7	288156	383	298,467	3408,799	5686,763	-10,827
8	293316	383	298,551	3473,292	5794,353	-10,968
9	296336	383	298,634	3512,505	5859,772	-10,923
10	298095	383	298,717	3536,834	5900,359	-10,955
11	299531	383	298,801	3557,418	5934,697	-10,975
12	300955	383	298,886	3577,942	5968,937	-10,985
13	302333	383	298,971	3597,960	6002,333	-10,999
14	303496	383	299,057	3615,501	6031,596	-11,013
15	304362	383	299,142	3629,493	6054,938	-11,029
16	304967	383	299,229	3640,484	6073,274	-11,041
17	305366	383	299,315	3648,993	6087,469	-11,050
18	305599	383	299,401	3655,534	6098,381	-11,057
					Promedio	-10,883

- Caso de estudio B

Tabla L.7. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 1 de la chaqueta con Q_{sc} constante.

Configuración 1	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_1 61,45 [mm]	Z_{S1} 1[mm]			A_{sc} 2,40624 [m ²]	
Tiempo [s]	Q_{sc} [Wm ⁻²]	\bar{T}_{sc} [K]	\bar{T}_f [K]	\bar{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\bar{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	253359	453,703	298,109	1628,334	3918,162	25,186
2	253359	437,543	298,217	1430,599	3442,363	24,355
3	253359	429,657	298,326	1929,164	4642,031	21,537
4	253359	413,845	298,433	2195,257	5282,315	20,073
5	253359	404,146	298,532	2398,915	5772,365	19,075
6	253359	397,609	298,636	2559,880	6159,686	19,473
7	253359	391,411	298,742	2734,021	6578,711	20,164
8	253359	385,563	298,847	2921,710	7030,335	20,869
9	253359	381,987	298,948	3051,084	7341,641	21,128
10	253359	380,586	299,048	3107,251	7476,791	21,078
11	253359	380,018	299,151	3133,033	7538,830	21,028
12	253359	379,703	299,255	3149,351	7578,095	20,995
13	253359	379,424	299,358	3164,377	7614,250	20,981
14	253359	379,167	299,461	3178,669	7648,641	20,982
15	253359	378,950	299,564	3191,482	7679,472	20,987
16	253359	378,779	299,667	3202,536	7706,069	20,991
17	253359	378,652	299,770	3211,873	7728,538	20,999
18	253359	378,569	299,873	3219,465	7746,805	21,010
					Promedio	21,162

Tabla L.8. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 2 de la chaqueta con Q_{sc} constante.

Configuración 2	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_2 66,75 [mm]	Z_{S_2} 6,3 [mm]	A_{sc} 2,23407 [m ²]			
Tiempo [s]	Q_{sc} [Wm ⁻²]	\bar{T}_{sc} [K]	\bar{T}_f [K]	\bar{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\bar{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	253359	451,735	298,101	1649,108	3684,222	17,712
2	253359	437,717	298,202	1468,620	3281,000	15,301
3	253359	426,667	298,303	1973,754	4409,505	15,449
4	253359	410,983	298,402	2250,460	5027,684	14,285
5	253359	401,155	298,494	2467,919	5513,503	13,735
6	253359	394,741	298,591	2635,039	5886,862	14,182
7	253359	388,874	298,689	2809,325	6276,229	14,639
8	253359	383,482	298,786	2991,393	6682,981	14,897
9	253359	380,088	298,881	3119,916	6970,110	14,998
10	253359	378,706	298,974	3177,633	7099,054	14,961
11	253359	378,134	299,069	3204,439	7158,942	14,929
12	253359	377,798	299,165	3222,044	7198,272	14,931
13	253359	377,504	299,261	3238,104	7234,152	14,941
14	253359	377,236	299,357	3253,239	7267,964	14,960
15	253359	377,010	299,452	3266,704	7298,045	14,977
16	253359	376,831	299,548	3278,328	7324,014	14,993
17	253359	376,698	299,644	3288,071	7345,780	15,007
18	253359	376,610	299,739	3295,898	7363,268	15,019
					Promedio	14,995

Tabla L.9. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 3 de la chaqueta con Q_{sc} constante.

Configuración 3	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_3 73,05 [mm]	Z_{S_3} 12,6 [mm]	A_{sc} 2,06010 [m ²]			
Tiempo [s]	Q_{sc} [Wm ⁻²]	\bar{T}_{sc} [K]	\bar{T}_f [K]	\bar{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\bar{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	253359	452,489	298,093	1640,969	3380,560	8,010
2	253359	436,767	298,186	1494,029	3077,850	7,039
3	253359	425,764	298,279	1987,363	4094,167	7,193
4	253359	409,457	298,371	2280,746	4698,566	6,804
5	253359	399,731	298,455	2501,669	5153,688	6,313
6	253359	393,438	298,545	2669,944	5500,352	6,685
7	253359	387,782	298,635	2842,036	5854,879	6,943
8	253359	382,551	298,725	3022,439	6226,527	7,050
9	253359	379,226	298,812	3150,683	6490,721	7,089
10	253359	377,872	298,898	3208,132	6609,072	7,026
11	253359	377,323	298,986	3234,219	6662,814	6,964
12	253359	377,003	299,074	3251,152	6697,698	6,938
13	253359	376,710	299,163	3267,167	6730,691	6,942
14	253359	376,440	299,251	3282,320	6761,907	6,956
15	253359	376,213	299,339	3295,770	6789,615	6,967
16	253359	376,034	299,428	3307,300	6813,368	6,975
17	253359	375,900	299,516	3316,912	6833,170	6,981
18	253359	375,810	299,604	3324,659	6849,131	6,987
					Promedio	6,992

Tabla L.10. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 4 de la chaqueta con Q_{sc} constante.

Configuración 4 Referencia Estándar	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_4 79,45 [mm]		Zs_4 19 [mm]		A_{sc} 1,90928 [m ²]	
Tiempo [s]	Q_{sc} [Wm ⁻²]	\overline{T}_{sc} [K]	\overline{T}_f [K]	$\overline{h_{oA}}$ [Wm ⁻² K ⁻¹]	$\overline{h_o}$ [WK ⁻¹]	% Aumento
1	253359	452,640	298,086	1639,291	3129,866	-
2	253359	435,649	298,173	1512,808	2888,374	-
3	253359	424,909	298,259	2000,466	3819,449	-
4	253359	408,302	298,344	2304,143	4399,255	-
5	253359	398,209	298,422	2538,998	4847,658	-
6	253359	392,330	298,505	2700,336	5155,697	-
7	253359	386,946	298,589	2867,447	5474,759	-
8	253359	381,838	298,672	3046,425	5816,479	-
9	253359	378,563	298,753	3174,527	6061,061	-
10	253359	377,167	298,832	3234,301	6175,187	-
11	253359	376,571	298,913	3262,497	6229,020	-
12	253359	376,231	298,996	3280,365	6263,136	-
13	253359	375,937	299,078	3296,413	6293,775	-
14	253359	375,673	299,159	3311,276	6322,154	-
15	253359	375,451	299,241	3324,485	6347,373	-
16	253359	375,273	299,323	3335,866	6369,102	-
17	253359	375,139	299,405	3345,380	6387,267	-
18	253359	375,048	299,486	3352,995	6401,806	-

Tabla L.11. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 5 de la chaqueta con Q_{sc} constante.

Configuración 5	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_5 85,75 [mm]	Zs_5 25,3 [mm]	A_{sc} 1,78057 [m ²]			
Tiempo [s]	Q_{sc} [Wm ⁻²]	\bar{T}_{sc} [K]	\bar{T}_f [K]	\bar{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\bar{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	253359	452,157	298,080	1644,366	2927,909	-6,453
2	253359	433,287	298,161	1534,337	2731,995	-5,119
3	253359	423,818	298,241	2017,559	3592,405	-5,944
4	253359	407,487	298,321	2320,860	4132,454	-6,065
5	253359	397,020	298,393	2568,860	4574,036	-5,644
6	253359	390,928	298,471	2740,290	4879,278	-5,361
7	253359	385,431	298,549	2916,128	5192,369	-5,158
8	253359	380,498	298,627	3094,612	5510,174	-5,266
9	253359	377,515	298,702	3214,685	5723,972	-5,562
10	253359	376,262	298,776	3269,739	5821,999	-5,719
11	253359	375,757	298,852	3294,441	5865,983	-5,828
12	253359	375,457	298,929	3310,671	5894,881	-5,880
13	253359	375,180	299,005	3326,012	5922,198	-5,904
14	253359	374,924	299,081	3340,572	5948,122	-5,916
15	253359	374,705	299,158	3353,661	5971,428	-5,923
16	253359	374,527	299,234	3364,974	5991,572	-5,928
17	253359	374,386	299,310	3374,700	6008,890	-5,924
18	253359	374,282	299,386	3382,811	6023,331	-5,912
					Promedio	-5,750

Tabla L.12. Datos obtenidos por el modelo en CFD para la configuración 6 de la chaqueta con Q_{sc} constante.

Configuración 6	Parámetros geométricos de la chaqueta de serpentina de media tubería					
	CP_6 92,05 [mm]	Z_{S6} 31,6 [mm]	A_{Sc} 1,66826 [m ²]			
Tiempo [s]	Q_{sc} [Wm ⁻²]	\bar{T}_{sc} [K]	\bar{T}_f [K]	\bar{h}_{oA} [Wm ⁻² K ⁻¹]	\bar{h}_o [WK ⁻¹]	% Aumento
1	253359	452,083	298,075	1645,103	2744,459	-12,314
2	253359	434,855	298,151	1547,665	2581,908	-12,130
3	253359	423,458	298,226	2023,117	3375,085	-11,634
4	253359	406,964	298,300	2331,582	3889,685	-11,583
5	253359	396,824	298,369	2573,348	4293,014	-11,441
6	253359	390,953	298,441	2738,661	4568,798	-11,383
7	253359	385,743	298,515	2904,560	4845,562	-11,493
8	253359	380,822	298,587	3080,914	5139,766	-11,634
9	253359	377,548	298,658	3211,548	5357,697	-11,605
10	253359	376,160	298,727	3271,977	5458,508	-11,606
11	253359	375,576	298,798	3299,891	5505,075	-11,622
12	253359	375,218	298,870	3318,476	5536,081	-11,608
13	253359	374,910	298,942	3335,075	5563,773	-11,599
14	253359	374,638	299,013	3350,202	5589,007	-11,596
15	253359	374,411	299,085	3363,500	5611,192	-11,598
16	253359	374,229	299,156	3374,835	5630,103	-11,603
17	253359	374,093	299,228	3384,212	5645,745	-11,609
18	253359	373,997	299,299	3391,778	5658,367	-11,613
					Promedio	-11,649