

CENTRO DE ENSEÑANZA TÉCNICA Y SUPERIOR



Colegio de Ingeniería
Dirección de Posgrado
Campus Mexicali

**Optimización del banco de pruebas de desempeño para
intercambiadores de calor de aplicaciones aeroespaciales, para
pruebas de fatiga térmica a nivel componente en el Laboratorio
de Integración de Sistemas**

Para obtener el título de
Maestro en Ingeniería
Presentan:
Sergio Torres

Director de proyecto: Dra. Karla Garduño
Asesor: Mtro. Iván Williams

Mexicali, B.C., a 3 de abril de 2019

Agradecimiento y Dedicatorias

Agradezco a Honeywell Aerospace por confiar en mí y darme la oportunidad de estudiar este posgrado. A Iván Williams por reconocer mi potencial y siempre ayudarme a aplicarlo de la mejor forma. De igual forma, agradezco a mis compañeros que me apoyaron durante este proceso. Un agradecimiento especial a Miguel Stoopignan y Edgar I. Delgado, que estuvieron siempre al pendiente en cualquier aspecto en el que pudieran ayudar y de quienes los comentarios de apoyo nunca faltaron.

También agradezco a mis padres, Sergio Torres Tirado y Cristina Cecilia Ramírez Martínez porque gracias a ellos soy quien soy y estoy en donde estoy, así como a mis hermanos Cecilia, Elvia Lucía y Daniel Torres Ramírez, quienes me impulsaron a seguir adelante, me brindaron ayuda cuando la necesité y me muestran su orgullo cada que cumpla un logro más.

Por último, quiero agradecer a mis amigos quienes no han dejado de creer en mí y constantemente me lo recuerdan. En especial, a Jorge Alberto Franco García, quien ha estado listo para apoyarme en cualquier momento y me proporciona las palabras de motivación y aliento que muchas veces durante este proceso llegué a necesitar.

Carta Institucional

Honeywell


HONEYWELL INGENIERIA Y TECNOLOGIA AEROSPACIAL DE MEXICO S DE RL DE CV
Calzada del Oro Lote 7, Porción 1.2
Parque Industrial El Vigía
C.P. 21397 Mexicali, Baja California.
Tel. 01-68-65-80-53-00

3 de abril del 2019.

Al Centro de Enseñanza Técnica y Superior:

Por medio de la presente nos permitimos confirmar que el empleado Sergio Torres Ramírez, quien labora en esta empresa desde el año 2014 a la fecha, realizó las actividades requeridas para llevar a cabo el proyecto *"Optimización del banco de pruebas de desempeño para intercambiadores de calor de aplicaciones aeroespaciales, para pruebas de fatiga térmica a nivel componente en el Laboratorio de Integración de Sistemas"*, el cual se concluyó exitosamente en Laboratorio de Sistemas Integrados de Honeywell Aerospace MRTC.

Atentamente:


Ivan Williams Algravez
ETS Test Engineering – Sr. Technical Manager

Índice

ACRÓNIMOS	VIII
RESUMEN	1
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	2
ANTECEDENTES	2
ACERCA DEL LABORATORIO DE INTEGRACIÓN DE SISTEMAS	2
ACERCA DEL BANCO DE PRUEBAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	3
JUSTIFICACIÓN	4
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	8
PREGUNTAS DE INVESTIGACIÓN	8
OBJETIVOS	9
OBJETIVO GENERAL	9
OBJETIVOS PARTICULARES	9
HIPÓTESIS	9
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO/REFERENCIAL	10
CONCEPTOS DE CAPAS LÍMITE.	10
LA CAPA LÍMITE DE VELOCIDAD.	10
LA CAPA LÍMITE TÉRMICA.	12
ANALOGÍA DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA	14
CONSIDERACIONES HIDRODINÁMICAS	15
CONDICIONES DE FLUJO	16
CONSIDERACIONES TÉRMICAS	18
BALANCE DE ENERGÍA	19
FLUJO LAMINAR EN TUBERÍAS DE SECCIÓN CIRCULAR: ANÁLISIS TÉRMICO Y CORRELACIONES DE CONVECCIÓN.	21
LA REGIÓN COMPLETAMENTE DESARROLLADA	21
CORRELACIONES DE CONVECCIÓN: FLUJO TURBULENTO EN TUBOS CIRCULARES.	24
MATERIALES	28
MATERIALES PARA TUBERÍA	28

MATERIALES PARA AISLAMIENTO	30
CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA	32
RECOPILACIÓN DE CARACTERÍSTICAS DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA ACTUAL	33
DESARROLLO DE MODELO DE SIMULACIÓN EN MATLAB	33
SIMULACIÓN CON CONFIGURACIÓN MECÁNICA ACTUAL	34
COMPARACIÓN DE RESULTADOS CON DATOS DE PRUEBA	34
PROPUESTA DE CAMBIO DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA	34
SIMULACIÓN CON PROPUESTA DE CAMBIO DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA	34
EVALUACIÓN DE RESULTADOS	35
CAPÍTULO 4: RESULTADOS	36
RECOPILACIÓN DE CARACTERÍSTICAS DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA ACTUAL	36
DESARROLLO DE MODELO DE SIMULACIÓN EN MATLAB	38
SIMULACIÓN CON CONFIGURACIÓN MECÁNICA ACTUAL	40
COMPARACIÓN DE RESULTADOS CON DATOS DE PRUEBA	42
PROPUESTA DE CAMBIO DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA	45
SIMULACIÓN CON PROPUESTA DE CAMBIO DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA	46
EVALUACIÓN DE RESULTADOS	51
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	56
REFERENCIAS	58
ANEXOS	60

Índice de Figuras

FIGURA 1 CICLO TÉRMICO DEL 5 DE ENERO DE 2017 (HONEYWELL AEROSPACE, 2017)	5
FIGURA 2 CICLO TÉRMICO DEL 10 DE FEBRERO DE 2017 (HONEYWELL AEROSPACE, 2017)	6
FIGURA 3. DESARROLLO DE CAPA LÍMITE DE VELOCIDAD EN UNA PLACA PLANA. FUENTE: BERGMAN ET AL. (2011).	10
FIGURA 4. DESARROLLO DE CAPA LÍMITE TÉRMICA EN UNA PLACA ISOTÉRMICA PLANA FUENTE: BERGMAN ET AL. (2011).	12
FIGURA 5. CAPA LÍMITE HIDRODINÁMICO DESARROLLADO EN UN TUBO DE SECCIÓN CIRCULAR CON FLUJO LAMINAR. FUENTE: BERGMAN ET AL. (2011).	16
FIGURA 6. DESARROLLO DE CAPA LÍMITE TÉRMICA EN UN TUBO DE SECCIÓN CIRCULAR CALENTADO (BERGMAN, LAVINA, INCROPERA Y DEWITT, 2011).	18
FIGURA 7. CONTROL DE VOLUMEN DE FLUJO INTERNO EN UN TUBO (BERGMAN, LAVINA, INCROPERA Y DEWITT, 2011).	20
FIGURA 8. BALANCE DE ENERGÍA TÉRMICA EN UN ELEMENTO DIFERENCIAL PARA LA REGIÓN COMPLETAMENTE DESARROLLADA DE UN FLUJO LAMINAR EN UN TUBO DE SECCIÓN CIRCULAR (BERGMAN, LAVINA, INCROPERA Y DEWITT, 2011).	22
FIGURA 9 METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DE PROPUESTA DE REDUCCIÓN DE COSTOS DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE FATIGA TÉRMICA A INTERCAMBIADORES DE CALOR.	32
FIGURA 10 DIAGRAMA SIMPLIFICADO DE CONFIGURACIÓN MECÁNICA ACTUAL DEL BANCO DE PRUEBAS (MODIFICADO DE HONEYWELL AEROSPACE, 2016).	36
FIGURA 11 EJEMPLO DE CÓDIGO DE DEFINICIÓN DE COMPONENTES EN EL MODELO DINÁMICO DE SIMULINK (HONEYWELL AEROSPACE, 2019)	39
FIGURA 12 EJEMPLO DE CÓDIGO DE BLOQUE DE SECCIÓN DE DUCTO EN EL MODELO DINÁMICO DE SIMULINK (HONEYWELL AEROSPACE, 2019).	39
FIGURA 13 MODELO DINÁMICO DE SIMULACIÓN TERMINADO (HONEYWELL AEROSPACE, 2019)	40
FIGURA 14 CICLO DE TEMPERATURA DE PRUEBA FATIGA TÉRMICA (ELABORACIÓN PROPIA CON DATOS DE PRUEBA, HONEYWELL AEROSPACE, 2019)	41

FIGURA 15 GRÁFICA DE CICLO DE TEMPERATURA SIMULADO (HONEYWELL AEROSPACE, 2019).	42
FIGURA 16 GRÁFICA DE COMPARACIÓN DE DATOS DE PRUEBA DEL 8 DE MARZO DE 2019 Y DATOS DE SIMULACIÓN DEL MODELO DINÁMICO DESARROLLADO	43
FIGURA 17 GRÁFICA DE ESTABILIZACIÓN EN PARTE SUPERIOR DEL CICLO SIMULADO VS DATOS DE PRUEBA DEL 8 DE MARZO DE 2019.	43
FIGURA 18 GRÁFICA DE ESTABILIZACIÓN EN PARTE INFERIOR DEL CICLO SIMULADO VS DATOS DE PRUEBA DEL 8 DE MARZO DE 2019.	44
FIGURA 19 PROPUESTA 1 – COMPARACIÓN DE RESPUESTA DE TEMPERATURA DE SIMULACIÓN VS DATOS DE PRUEBA	47
FIGURA 20 PROPUESTA 2 – COMPARACIÓN DE RESPUESTA DE TEMPERATURA DE SIMULACIÓN VS DATOS DE PRUEBA	48
FIGURA 21 PROPUESTA 3 – COMPARACIÓN DE RESPUESTA DE TEMPERATURA DE SIMULACIÓN VS DATOS DE PRUEBA	49
FIGURA 22 PROPUESTA 4 – COMPARACIÓN DE RESPUESTA DE TEMPERATURA DE SIMULACIÓN VS DATOS DE PRUEBA	50
FIGURA 23 GRÁFICA DE PARTE SUPERIOR DEL CICLO SIMULADO CON PROPUESTAS 1 A 4 VS DATOS DE PRUEBA DEL 8 DE MARZO DE 2019.	51
FIGURA 24 GRÁFICA DE PARTE SUPERIOR DEL CICLO SIMULADO CON PROPUESTAS 2, FLUJO DEL SISTEMA DE 190 LB-MIN VS DATOS DE PRUEBA DEL 8 DE MARZO DE 2019.	53

Índice de Tablas

TABLA 1 REQUERIMIENTOS PARA PRUEBA DE FATIGA TÉRMICA (ELABORACIÓN PROPIA CON DATOS DE ERS-PROJ-AATS-0000137-B, HONEYWELL AEROSPACE, 2016)	4
TABLA 2 DESGLOSE DE COSTO DE PRUEBA POR CADA INTERCAMBIADOR DE CALOR (ELABORACIÓN PROPIA CON DATOS DE ERS-PROJ-AATS-0000137-B, HONEYWELL AEROSPACE, 2016)	7
TABLA 3. COMPOSICIÓN DEL ACERO INOXIDABLE. FUENTE: ASTM A1016/A1016M-10	28
TABLA 4. PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO INOXIDABLE 316 H SS. FUENTE: ASTM A312/A312M-09.	29

TABLA 5. TIPOS DE SILICATO DE CALCIO. ELABORACIÓN PROPIA CON INFORMACIÓN DE ASTM C 533.	30
TABLA 6 LISTA DE COMPONENTES MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR (HONEYWELL AEROSPACE, 2016).	37
TABLA 7 INFORMACIÓN DE TUBOS Y AISLANTE DE LA CONFIGURACIÓN MECÁNICA ACTUAL	38
TABLA 8 PROPUESTAS DE MATERIAL DE TUBERÍA PARA EL BANCO DE PRUEBAS.	45
TABLA 9 PROPUESTAS DE MATERIAL DE AISLANTE PARA EL BANCO DE PRUEBAS	46
TABLA 10 PARÁMETROS DE VARIABLES DECLARADOS PARA PROPUESTA 1	46
TABLA 11 PARÁMETROS DE VARIABLES DECLARADOS PARA PROPUESTA 2	48
TABLA 12 PARÁMETROS DE VARIABLES DECLARADOS PARA PROPUESTA 3	49
TABLA 13 PARÁMETROS DE VARIABLES DECLARADOS PARA PROPUESTA 4	50
TABLA 14 TIEMPOS DE RESPUESTA DE CICLO DE PROPUESTAS 1 A 4	52
TABLA 15 COSTO ESTIMADO DE MATERIAL DE PROPUESTAS 1 Y 2 VS COSTO DEL MATERIAL DE TUBERÍA ACTUAL	53
TABLA 16 COSTO ESTIMADO DE MATERIAL DE PROPUESTAS 3 Y 4 VS COSTO DEL MATERIAL DE AISLANTE ACTUAL	54
TABLA 17 ESTIMACIÓN DE COSTO DE IMPLEMENTACIÓN DE PROPUESTA 2	54
TABLA 18 DESGLOSE DE COSTO DE PROCESO DE PRUEBA POR CADA INTERCAMBIADOR DE CALOR IMPLEMENTANDO PROPUESTA 2	55
TABLA 19. ECUACIONES DE CAPA LÍMITE Y SUS CONDICIONES DE LÍMITE EN DIRECCIÓN y EN FORMA ADIMENSIONAL (BERGMAN, LAVINA, INCROPERA Y DEWITT, 2011).	60
TABLA 20. RELACIONES FUNCIONALES PERTINENTES A ANALOGÍAS DE CAPAS LÍMITE (BERGMAN, LAVINA, INCROPERA Y DEWITT, 2011).	60
TABLA 21 DIAGRAMA DE MOODY (BERGMAN, LAVINA, INCROPERA Y DEWITT, 2011)	61

Acrónimos

CTIM	Centro de Tecnología e Investigación de Mexicali, "Mexicali Research and Technology Center"
LIS	Laboratorio de Integración de Sistemas, "Systems Integration Laboratory"
kW	Kilowatt
HP	Caballo de Fuerza, "Horsepower"
HX	Intercambiador de Calor, "Heat Exchanger"

Resumen

En el Laboratorio de Integración de Sistemas (LIS) actualmente se hacen Pruebas de Fatiga Térmica a intercambiadores de calor de alto costo de operación y baja efectividad. En el proceso actual se usa una gran cantidad de energía para la compresión de aire y el calentamiento del mismo para así poder cumplir con los requerimientos establecidos por el cliente.

El presente reporte de proyecto de aplicación describe el desarrollo de una propuesta de reducción de costo de operación actual del proceso de pruebas de fatiga térmica a intercambiadores de calor, a través de un análisis de mecánica de fluidos y transferencia de calor a la configuración mecánica actual del banco de pruebas.

Como parte de la metodología, se hizo una recolección de información acerca del banco de pruebas actual del LIS donde se realizan las pruebas de fatiga térmica. Se desarrolló un modelo dinámico con el que fue posible simulaciones de condiciones de presión, temperatura y flujo y después se validó comparando los resultados de la simulación con datos de prueba. Se preparó una propuesta de cambio de configuración mecánica para el banco de pruebas y se simuló para obtener el cambio que pudiese tener el cambio en la respuesta del sistema. Se evaluaron los resultados y se analizó el costo beneficio de los cambios propuestos.

Los resultados mostraron que, en caso de implementar la propuesta de cambio de configuración mecánica al banco de pruebas, el proceso de ciclado térmico en las pruebas de intercambiadores de calor tendría una reducción del 16%, para un total estimado de \$77,479.90 dólares, esto gracias a la reducción de demanda de flujo total de aire del sistema. También se identificó que el costo estimado de la implementación del cambio de configuración mecánica sería de \$14,650 dólares, que podría recuperarse después de probar 1 unidad gracias al ahorro en el costo del proceso.

Capítulo 1: Introducción

Antecedentes

Acerca del Laboratorio de Integración de Sistemas

Honeywell siendo una empresa líder en la industria Aeroespacial tiene como uno de sus principales objetivos, desarrollar soluciones de prueba de primer nivel que les brinden una ventaja competitiva a sus clientes, según sus necesidades particulares.

Cómo parte de los esfuerzos para lograr este objetivo, se desarrolló el Centro de Investigación y Tecnología de Mexicali (CITM), que es un sitio enfocado en diseño, desarrollo e integración de nuevas tecnologías que contribuyen al mejor desempeño y eficiencia de aeronaves. El sitio está conformado por diversos centros de excelencia en ingeniería aeroespacial, tales como desarrollo de producto y desarrollo de soluciones de prueba. (Honeywell, 2016c)

El Laboratorio de Integración de Sistemas (LIS) como parte fundamental del CITM, facilita por medio de sus instalaciones de tecnología de punta y personal altamente capacitado, cumplir con los requerimientos de pruebas de integración y de componentes aeroespaciales únicas en su rama, debido a la capacidad de simular las condiciones extremas de vuelo actuales a la que los sistemas son expuestos en campo.

La gran ventaja que ofrece el LIS en la fase de integración de los distintos subsistemas que Honeywell ofrece a sus clientes, es el hecho de conformar la arquitectura neumática y eléctrica en la etapa de desarrollo; antes de que llegue al cliente y probar cada uno de los componentes, subsistemas e interfaces en un ambiente simulado de operación de la arquitectura parcial o total de la aeronave en base a los casos de prueba que requiera el cliente para que de esta manera sea posible evaluar los diseños y el funcionamiento integral de los equipos de la aeronave. (Honeywell Aerospace, 2016c)

La capacidad del LIS para integrar sistemas de instalaciones altamente complejos, junto con los productos y sistemas hechos por Honeywell, han hecho a este laboratorio sede de millonarios proyectos de pruebas aeroespaciales, como el A350XWB (Honeywell Aerospace, 2016c). El banco de pruebas en este laboratorio da soporte a la etapa de diseño y desarrollo de válvulas, intercambiadores de calor, instrumentación, unidades de control, entre otros. La integración, operación y control de todos estos elementos en un solo sistema y sin fallas, hacen que las necesidades tecnológicas de simulación de sistemas sean de lo más novedosas (Honeywell Aerospace, 2016c).

Acerca del banco de pruebas de intercambiadores de calor

El LIS expandió sus capacidades de soporte a programas de diseño y desarrollo de productos de Honeywell al añadir la capacidad de ejecutar pruebas de componente sin la necesidad de integrar el sistema completo. Un ejemplo de ello es el banco de prueba para intercambiadores de calor, que es capaz de someter una unidad bajo prueba a ciclos térmicos con determinadas condiciones de presión, temperatura y flujo, para determinar si el desempeño y durabilidad del producto se apegan a los análisis y simulaciones hechos previamente por los departamentos de diseño de producto.

Este banco de pruebas es capaz de suministrar aire presurizado de un rango de 20 a 300 psia con temperatura de hasta 1200°F a un flujo de hasta 500 lb-min. Este sistema está integrado por cuatro válvulas hidráulicas, dos válvulas eléctricas y dos calentadores de aire eléctricos de 400kW con los que se logra el control de las condiciones ya mencionadas. El aire es suministrado por un sistema conformado por dos compresores de 2250 hp y uno de 1500 hp, dos tanques de almacenamiento de aire de 18,000 galones cada uno y un calentador de aire por medio de combustión de gas con capacidad de 1200°F (Honeywell Aerospace, 2008).

Justificación

Por la capacidad de los equipos e instalaciones del LIS, fue seleccionado por el departamento de Tecnología Avanzada de Honeywell, dentro de otros sitios con instalaciones de pruebas, para ejecutar una serie de pruebas de fatiga térmica a intercambiadores de calor hechos por Honeywell. El objetivo de las pruebas es recolectar datos sobre el desempeño de nuevos materiales y procesos de manufactura usados para la fabricación de este tipo de productos. Se llevó a cabo un proceso de diseño para adaptar las instalaciones del laboratorio y poder usar uno de los bancos de prueba para poder ejecutar las pruebas.

Como se describe en el documento no. ERS-PROJ-AATS-0000137-B (Honeywell Aerospace, 2016), las pruebas consisten en someter al producto a un ciclo térmico con duración de 125 segundos. El ciclo empieza en una temperatura de 400°F a una presión menor a 100 psig y un flujo constante de 50 lb-min. Después, se aplica un incremento de temperatura a 1050°F con las mismas condiciones de presión y temperatura. Finalmente, el ciclo concluye cuando la temperatura es nuevamente disminuida a 400°F. El cliente fijó las condiciones de presión, temperatura y flujo a las que el banco de pruebas tiene que ser capaz de llegar. Estos parámetros y sus tolerancias, se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 Requerimientos para prueba de Fatiga Térmica (elaboración propia con datos de ERS-PROJ-AATS-0000137-B, Honeywell Aerospace, 2016)

Temperatura de entrada	40°F (Max) de exceso en rampa (+) 40°F (Max) de exceso en rampa (-)	5 seg. (Max) de tiempo de rampa (+) 5 seg. (Max) de tiempo de rampa (-)
Presión de entrada	100 psig (Max)	100 psig (Max)
Flujo del HX	50 lb-min ($\pm 5\%$)	50 lb-min ($\pm 5\%$)

El cliente especificó que cada unidad debía ser sometida a un total de 5,000 ciclos térmicos, divididos en intervalos de 200 ciclos, pues es necesario

aplicar pruebas de caída de presión entre cada intervalo para medir el desgaste que va teniendo la unidad por causa de la fatiga aplicada.

Como parte del proceso para un tipo de prueba nuevo en el LIS, es necesario presentar al líder técnico de pruebas y al cliente, evidencia del avance de cómo el sistema va a poder cumplir con los requerimientos establecidos una vez la fase de fabricación, instalación y validación de la configuración mecánica y de control hayan terminado. Por este motivo se realizó la verificación del ciclo térmico durante la cual se identificó que el banco de pruebas no era capaz de cumplir con los requerimientos. Como se muestra en la Figura 1, la línea roja continua indica la transición temperatura requerida para el ciclado, la línea roja punteada indica la tolerancia del ciclo de temperatura y las líneas azul y amarilla es la medición de temperatura del sistema.

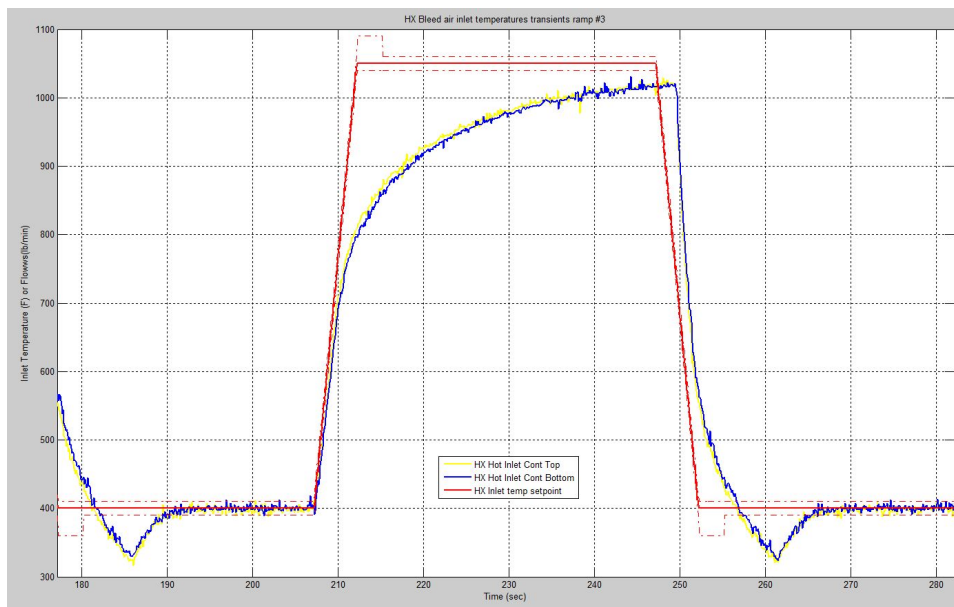


Figura 1 Ciclo térmico del 5 de enero de 2017 (Honeywell Aerospace, 2017)

Para poder solucionar el problema, se propusieron una serie de mejoras al banco de pruebas para poder mejorar la respuesta del sistema al momento de ejecutar el ciclo térmico requerido por el cliente. La problemática a resolver era la caída de temperatura a través de la tubería que conduce el aire caliente desde

el punto de entrega del sistema del laboratorio hasta la entrada del intercambiador de calor.

La configuración sufrió cambios mayores; se agregaron líneas de sangrado de aire, que son mangueras metálicas flexibles que fueron soldadas a la tubería que conecta al lado caliente del intercambiador de calor y se agregó aislante térmico adicional. Las líneas de sangrado están conectadas a un colector que a su vez llega al techo y libera el aire al ambiente. A su vez, la presión demandada al sistema se incrementó a 95 psi y a consecuencia de ello, el flujo total demandado al banco de pruebas aumentó a 175 lb-min en la línea caliente y 75 lb-min en la línea fría. Después de esto, la rampa del ciclo mejoró notablemente como se muestra a continuación. En la Figura 2, la línea roja continua indica la transición temperatura requerida para el ciclado, la línea roja punteada indica la tolerancia del ciclo de temperatura y las líneas azul y amarilla es la medición de temperatura del sistema.

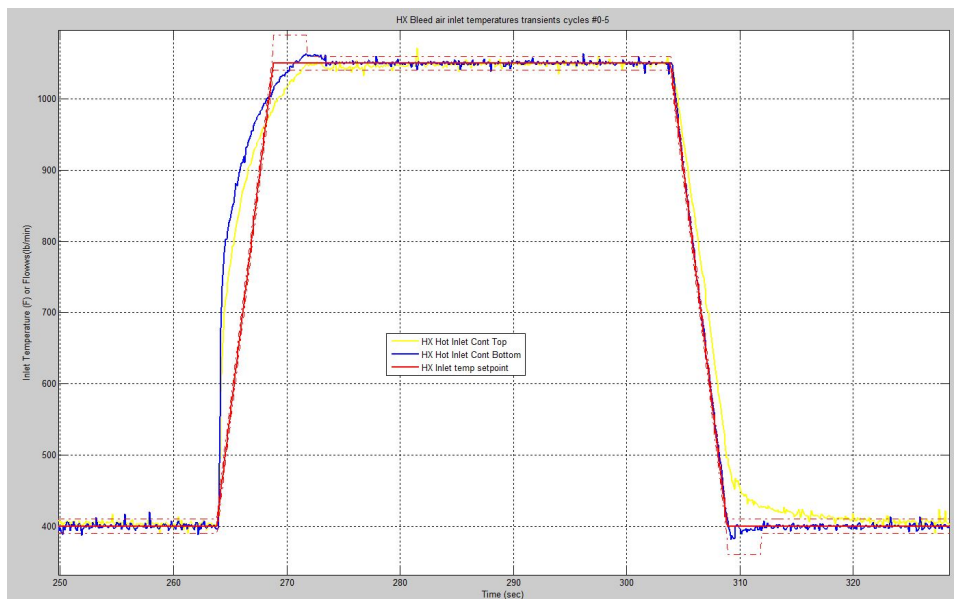


Figura 2 Ciclo térmico del 10 de febrero de 2017 (Honeywell Aerospace, 2017)

Como se indica en el documento ERS-ETS-TPLA-MT-000112-A (Honeywell Aerospace, 2017) después de los cambios mencionados, se le

expusieron al cliente los cambios hechos y la nueva respuesta del sistema. Aun cuando la respuesta del sistema no estuvo dentro de tolerancias (como se muestra en la Figura 2) se calificó como suficiente y se dio el visto bueno para que las pruebas comenzaran.

Sin embargo, como describe el reporte AF-0617 (Honeywell Aerospace, 2016) el costo del proceso de ciclado de cada intercambiador de calor subió de manera considerable. El laboratorio tiene un esquema de cobro por el uso de las instalaciones y por la cantidad de aire presurizado utilizado para cada prueba y, por el cambio en la configuración mecánica, el sistema ahora demanda mayor flujo de los compresores para poder llevar a cabo los ciclos térmicos. Se calculó que el costo por intercambiador de calor probado es de \$92,130 dólares, que es más de 20% superior al estimado inicial de \$72,500 dólares.

Tabla 2 Desglose de costo de prueba por cada intercambiador de calor (elaboración propia con datos de ERS-PROJ-AATS-0000137-B, Honeywell Aerospace, 2016)

Preparación			Pre-calentamiento			Intervalos de 200 ciclos			Apagado			Uso de laboratorio
Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	
150	0.75	\$ 185.63	200	0.5	\$ 165.29	172.5	6.94	\$ 1,980.07	200	0.5	\$ 165.29	8.69
50	0.75	\$ 61.88	100	0.5	\$ 82.65	75	6.94	\$ 860.90	100	0.5	\$ 82.65	
\$ 247.51			\$ 247.94			\$ 2,840.98			\$ 247.94			\$ 3,584.37
											Costo de aire por HX [USD]	\$ 89,609.19
											Costo de uso de laboratorio por HX [USD]	\$ 2,521.39
											Total	\$ 92,130.57

El cliente decidió aceptar los cambios hechos a la configuración mecánica y el incremento en el costo de ciclado, por la restricción de tiempo que se tenía y la cantidad baja de unidades que se necesitaban probar. Sin embargo, se tienen planes de aumentar el número de unidades de 5 a 15 y es necesario mejorar el proceso al implementar un banco de pruebas para hacer más eficiente el

proceso de ciclado utilizando una cantidad menor de recursos energéticos y así lograr una reducción de costo del proceso.

Planteamiento del Problema

Actualmente, el banco de pruebas para intercambiadores de calor, ubicado en el LIS, es capaz de someter una unidad bajo prueba a ciclos térmicos que cumplen con los requerimientos establecidos por el cliente establecidos en el documento ERS-PROJ-AATS-0000137-B (Honeywell Aerospace, 2016a). Sin embargo, el proceso tiene un costo de 20% más que el estimado inicial que se encuentra en el reporte AF-0617 contenido en el documento ERS-ETS-TPLA-MT-000112-A (Honeywell Aerospace, 2017).

Se determinó que la configuración mecánica actual del banco de pruebas necesita una demanda alta de flujo debido a la pérdida de calor que existe a través de la tubería, debido al material de la tubería y al material del aislante usado para cubrir la misma (ERS-ETS-TPLA-MT-000112-A, Honeywell Aerospace, 2017).

Como se detalla en el reporte ERS-ETS-TPLA-MT-000112-A (Honeywell Aerospace, 2017) el proceso actual cumple con los requerimientos establecidos por el cliente establecidos en un principio, incluyendo la cantidad de unidades a probar. Sin embargo, se planea aumentar el número de intercambiadores a probar de 5 a 15, incrementando así la diferencia del costo total estimado por realizar las pruebas de fatiga térmica que se le expuso inicialmente al cliente de 362,500 USD (por 5 unidades) a 1,381,950 USD (por 15 unidades).

Preguntas de Investigación

- ¿Qué infraestructura del laboratorio de pruebas se requiere modificar para lograr una reducción del 25% de la demanda de flujo de aire actual del sistema?
- ¿Cómo afecta a las pruebas el material aislante de la configuración mecánica actual la transferencia de calor del sistema?

- ¿Cómo afecta a las pruebas el material de la tubería de la configuración mecánica actual la transferencia de calor del sistema?
- ¿Qué costo/beneficio tiene para Honeywell actualizar/optimar la configuración mecánica del banco de prueba de fatiga térmica?

Objetivos

Objetivo General

Desarrollar una propuesta de reducción de costo de operación actual del proceso de pruebas de fatiga térmica a intercambiadores de calor, a través de un análisis de mecánica de fluidos y transferencia de calor a la configuración mecánica actual del banco de pruebas.

Objetivos Particulares

- Proponer cambios de material de la tubería y/o del aislante.
- Cuantificar el costo de implementación de la nueva configuración mecánica.
- Desarrollar un modelo de simulación en Simulink capaz de reproducir el comportamiento esperado de las pruebas de fatiga térmica

Hipótesis

Cambiando el material y dimensiones de la tubería y cambiando el material del aislante térmico en el banco de pruebas, es posible disminuir el costo del ciclado por unidad en un 25% disminuyendo 100 lb-min la demanda de flujo del sistema. Todo esto sin afectar el rendimiento del sistema que actualmente cumple con el requerimiento de ciclos térmicos de rampas de 400°F a 1050°F de 8 segundos y viceversa, manteniendo una presión menor a 100 psig y un flujo constante de 50 lb-min.

Capítulo 2: Marco Teórico/Referencial

En el presente capítulo se abordarán diferentes teorías y conceptos de Mecánica de Fluidos y Transferencia de Calor, así como información acerca de tipos de materiales para tubería y aislante usados en la industria.

Conceptos de capas límite.

El concepto de capas límite es fundamental para la comprensión de la convección de calor y la transferencia de masa entre una superficie y un fluido que circula a través de ella. Según Çengel y Cimbala (2006) la capa límite es “la región del fluido adyacente a la pared, en la cual los efectos viscosos (y, por consiguiente, los gradientes de velocidades) son significativos. Estos mismos autores explican que existen capas límite relativamente delgadas y se caracterizan por tener un esfuerzo de corte alto con velocidades altas cuando se encuentran más alejadas de la superficie. La fuerza de arrastre, el esfuerzo viscoso y la vorticidad son características en las capas límite.

La capa límite de velocidad.

Según los autores Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) para entender el concepto de una capa límite de velocidad se debe observar en el siguiente diagrama (Figura 1) un flujo sobre una placa plana.

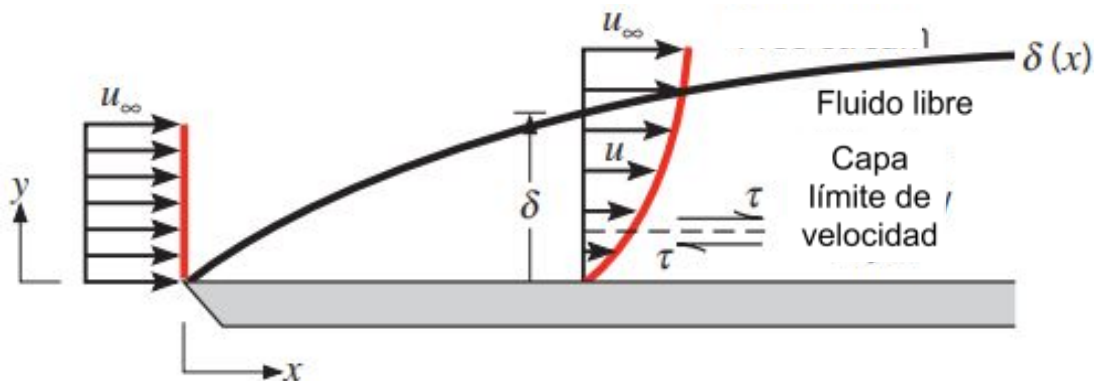


Figura 3. Desarrollo de capa límite de velocidad en una placa plana. Fuente: Bergman et al. (2011).

En el diagrama se observa que cuando las partículas de fluido entran en contacto con la superficie, su velocidad se reduce significativamente en relación con la velocidad del fluido corriente arriba de la placa, y para la mayoría de las situaciones es válido para asumir que la velocidad de la partícula es cero en la pared. Estas partículas actúan para retardar el movimiento de las partículas en la capa siguiente, y así sucesivamente hasta que a la distancia $y = \delta$ de la superficie, el efecto se vuelve insignificante. Este retraso del flujo está asociado con *tensiones de corte* T actuando en planos que son paralelos a la velocidad del fluido. Con el incremento de distancia y de la superficie, la velocidad x componente del fluido, u , debe entonces aumentar hasta que alcance el valor de fluido libre de u_∞ . El subíndice ∞ es usado para designar las condiciones del *fluido libre* fuera de la capa límite.

La cantidad δ se denomina el *grosor de capa límite*, y es típicamente definido como el valor de y para el que $u = 0.99u_\infty$. El *perfil de capa límite de velocidad* se refiere a la manera en que u varía con y a través de la capa límite. Conforme a esto, el flujo es caracterizado por dos regiones distintas, una capa de fluido delgada (la capa límite) en cuyas gradientes de velocidad y tensiones de corte son grandes y una región fuera de la capa límite en donde las gradientes de velocidad y tensiones de corte son insignificantes. Con la creciente distancia desde el borde delantero, los efectos de viscosidad penetran hasta el fluido libre y la capa límite crece (δ aumenta con x).

Porque pertenece a la velocidad del fluido, la capa límite anterior puede ser referida más específicamente como la *capa límite de velocidad*. Esta se desarrolla cada vez que un fluido corre sobre una superficie y es de fundamental importancia para problemas que involucran transporte por convección. En la mecánica de fluidos su importancia a las ramas de ingeniería abarca desde su relación a las tensiones de corte T_s , y por esto se dan los efectos de arrastre con la superficie. Para flujos externos provee la base para determinar el

coeficiente de arrastre local un parámetro clave adimensional a partir del cual se puede determinar la resistencia de arrastre de la superficie.

$$C_f \equiv \frac{T_s}{\rho u_\infty^2 / 2}$$

Suponiendo que se trata de un líquido newtoniano, la tensión de corte superficial puede evaluarse a partir del conocimiento de la gradiente de velocidad en la superficie, en la que μ es la *viscosidad dinámica*.

$$T_s = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0}$$

En la capa límite de velocidad, la gradiente en la superficie depende de la distancia x desde el borde delantero de la placa. Por lo tanto, la tensión de corte de la superficie y el coeficiente de arrastre también dependerán de x .

La capa límite térmica.

Según Çengel y Cimbala (2006) tal y como la capa límite de velocidad se desarrolla cuando existe un flujo sobre una superficie, la *capa límite térmica* debe desenvolverse si las temperaturas del fluido libre y de la superficie son diferentes. Se debe considerar el flujo sobre una placa isotérmica plana, como se muestra en la siguiente imagen (Figura 2).

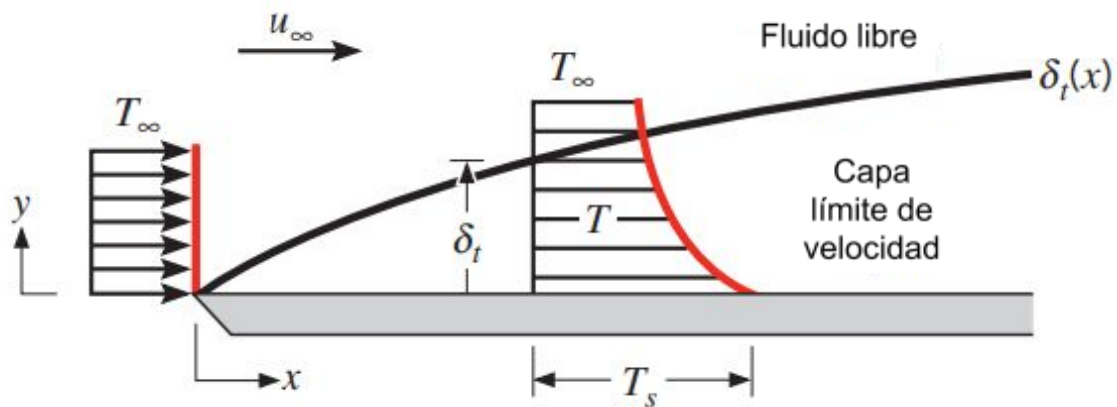


Figura 4. Desarrollo de capa límite térmica en una placa isotérmica plana

Fuente: Bergman et al. (2011).

En el borde delantero el perfil de temperatura es uniforme, con $T_{(y)} = T_{\infty}$. Sin embargo, las partículas que tienen contacto con la placa obtienen equilibrio térmico con la temperatura de la superficie de ésta. De la misma manera, estas partículas tienen un intercambio de energía con aquellas en la capa de fluido adyacente, y las gradientes de temperatura se desarrollan en el fluido. La región de éste en el que estas gradientes de temperatura existen es la capa límite térmica, y su grosor δ , usualmente es definido como el valor de y para el cuál el radio $[(T_S - T)/(T_S - T_{\infty})] = 0.99$. Con la creciente distancia desde el borde principal, los efectos de transferencia de calor penetran dentro del fluido libre y entonces, la capa límite térmica crece.

La relación entre condiciones de esta capa límite y el coeficiente de transferencia de calor por convección puede ser demostrada. A cualquier distancia x del borde principal, el flujo local de calor superficial puede ser obtenido aplicando la ley de fluidos de Fourier donde $y = 0$. Entonces:

$$q_S^n = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$$

El subíndice S se utiliza para enfatizar que ése es el flujo de calor superficial. Esta expresión es apropiada, ya que en la superficie no existe flujo y la transferencia de calor ocurre sólo por conducción. Retomando la ley de Newton para enfriamiento, se observa que:

$$q_S^n = h(T_S - T_{\infty})$$

y, al combinar esta ecuación con la anterior se obtiene:

$$h = \frac{-k_f \partial T / \partial y \Big|_{y=0}}{T_S - T_{\infty}}$$

Por lo tanto, las condiciones de la capa límite térmica, que influyen en la gradiente de temperatura $\partial T / \partial y \Big|_{y=0}$, determinan la tasa de transferencia de calor a través de la capa límite. Desde que $(T_S - T_{\infty})$ es una constante, independiente de x , mientras que δ_t aumenta proporcionalmente a x , las gradientes de temperatura en la capa límite deben disminuir. De la misma manera, la magnitud

de $\partial T/\partial y|_{y=0}$ se reduce conforme x crece, al igual que q_s^n y h también disminuyen al aumento de x .

Analogía de transferencia de calor y masa

Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) explican que, si dos o más procesos son gobernados por ecuaciones adimensionales de la misma forma, se dice que estos son análogos. Siguiendo este principio, las ecuaciones E.2 y E.3 y las condiciones de límite de las ecuaciones E.5 y E.6 de la Tabla 6, transferencia de calor y masa por convección son análogas. Cada una de las ecuaciones diferenciales están compuestas por advección y difusión de los términos de la misma forma. Además, como se muestra en las ecuaciones E.2 y E.3, cada ecuación está relacionada a la velocidad de campo a través de Re_L , y los parámetros Pr y Sc asumen roles análogos. Una implicación de esta analogía es que relaciones adimensionales que rigen sobre el comportamiento de la capa límite térmica deben ser de la misma forma que aquellas que son gobernadas por la capa límite de concentración. Por esto, los perfiles de las capas límite térmica y de concentración deben ser de la misma estructura funcional si es que las condiciones de límite que se aplicaron son análogas.

Observando la Tabla 7 se puede obtener un resultado importante sobre la analogía de transferencia de calor y masa. Según se estableció en el párrafo anterior, para crear una analogía, por ejemplo, la ecuación E.13 debe tener la misma estructura funcional que la ecuación E.17. De las ecuaciones E.14 y E.20 respectivamente, se tiene seguimiento de que la temperatura adimensional y las gradientes de concentración evaluadas en la superficie, se llega a la conclusión de que las variables Nu y Sh son análogas. Entonces, las relaciones de transferencias de calor y masa para una geometría en particular son intercambiables. Un ejemplo para explicar esta última afirmación: si alguien ha realizado experimentos de transferencia de calor para determinar la estructura funcional de la ecuación E.15 de la Tabla 7 para una superficie geométrica

particular, los resultados pueden ser utilizados para transferencia de masa por convección en la misma superficie geométrica, simplemente reemplazando Nu con Sh y Pr con Sc .

La analogía puede ser utilizada para vincular directamente dos coeficientes de convección, ya que usualmente las variables Nu y Sh son proporcionales a Pr^n y Sc^n , respectivamente, donde n es un exponente positivo menor a 1. Anticipando esta dependencia, se utilizan las ecuaciones E.15 y E.19 para obtener las ecuaciones:

$$Nu = f(x^*, Re_L)Pr^n \quad \text{y} \quad Sh = f(x^*, Re_L)Sc^n$$

en cuyo caso, de que $f(x^*, Re_L)$ sea funciones equivalentes en ambas, entonces:

$$\frac{Nu}{Pr^n} = \frac{Sh}{Sc^n}$$

Por otra parte, sustituyendo de las ecuaciones E.14 y E.18 se produce:

$$\frac{hL/k}{Pr^n} = \frac{h_m L / D_{AB}}{Sc^n}$$

o con la ecuación $Le = \frac{\infty}{D_{AB}} = \frac{Sc}{Pr}$ (El número de Lewis “ Le ” es otra propiedad de fluidos adimensionales),

$$\frac{h}{h_m} = \frac{k}{D_{AB} Le^n} = pc_p Le^{1-n}$$

Este resultado se obtiene comúnmente para determinar el coeficiente de convección, por ejemplo, h_m , a partir del conocimiento de otro coeficiente. La misma relación puede ser aplicada al promedio de los coeficientes \bar{h} y \bar{h}_m , y puede ser utilizado tanto en flujo turbulento como laminar. Para la mayoría de las aplicaciones es razonable asumir un valor para $n = \frac{1}{3}$.

Consideraciones Hidrodinámicas

Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) narran que cuando se considera un flujo externo, es necesario preguntar sólo si éste es laminar o turbulento, sin embargo, para un flujo interno le concierte también la existencia de una entrada y de regiones completamente desarrolladas. Además de las consideraciones de flujo, también se contempla la velocidad promedio, el perfil

de velocidad en una región completamente desarrollada, la gradiente de presión y el factor de arrastre en un flujo totalmente desarrollado.

Condiciones de Flujo

Según Çengel y Cimbala (2006) y Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) al considerar un flujo laminar en un tubo de sección circular con un radio r_o según la Figura 3, en el que el fluido entra con velocidad uniforme. Se sabe que cuando el fluido haga contacto con la superficie, los efectos viscosos se vuelven relevantes, y que una capa límite se crea conforme crece x . Este desarrollo ocurre a expensas de una región de flujo inviscido y concluye con una capa límite en el eje de la tubería creando un efecto embudo, que al seguirlo los efectos de viscosidad se extienden a través de toda la sección transversal y el perfil de velocidad deja de aumentar conforme el crecimiento de x .

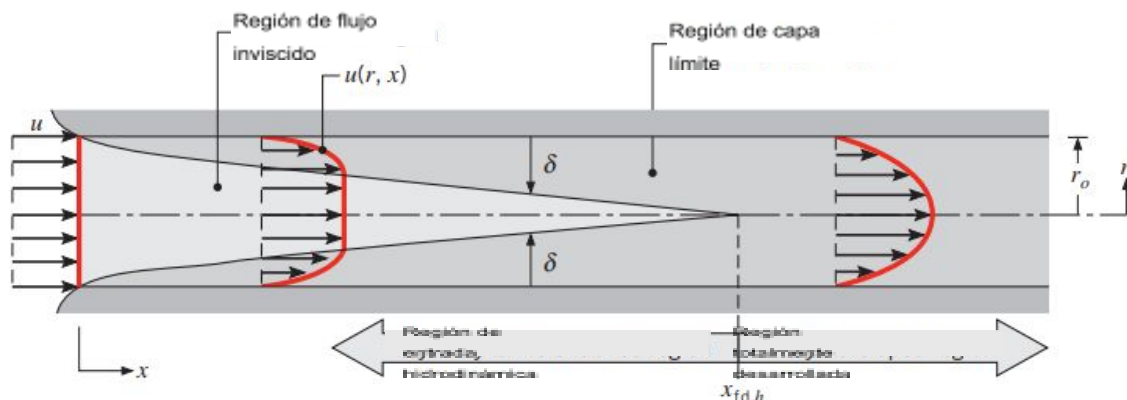


Figura 5. Capa límite hidrodinámico desarrollado en un tubo de sección circular con flujo laminar. Fuente: Bergman et al. (2011).

El flujo es entonces llamado como “totalmente desarrollado” y la distancia desde la entrada es ahora nombrado longitud de entrada hidrodinámica, $x_{fd,h}$. Como se muestra en la Figura 3, el perfil de velocidad totalmente desarrollada es parabólica en caso de un flujo laminar en un tubo de sección circular. Para flujo turbulento, el perfil es más plano debido a la mezcla turbulenta en la dirección radial.

Al tratarse de flujos internos, es importante entender la magnitud de la región de entrada, de lo que depende si el flujo es laminar o turbulento. El número Reynolds para flujos en un tubo circular se define como:

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu}$$

donde u_m es la velocidad del fluido en la sección transversal del tubo y D es el diámetro del tubo. En un flujo totalmente desarrollado, el número de Reynolds crítico correspondiente a la turbulencia presente es:

$$Re_{DC} \approx 2300$$

aunque números de Reynolds mucho mayores ($Re_{DC} \approx 10,000$) son necesarios para obtener condiciones de flujo turbulento en su totalidad. La transición a turbulencia es probable a presentarse en la capa límite que se encuentra en la región de entrada.

Para flujo laminar ($Re_D \leq 2300$), la longitud de entrada hidrodinámica puede ser obtenida de la siguiente expresión:

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D$$

Esta expresión está basada en la suposición de que el fluido entra al tubo desde una manguera convergente redonda y por esto está caracterizada por un perfil de velocidad casi uniforme en la entrada (ver Figura 3). Sin embargo, no hay expresión general para la longitud de entrada en un flujo turbulento, sólo se sabe que es aproximadamente independiente del número de Reynolds, por lo que la expresión más aproximada es

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60$$

Para el propósito de este trabajo escrito, se debe asumir que un flujo turbulento totalmente desarrollado es $(x/D) > 10$.

Consideraciones térmicas

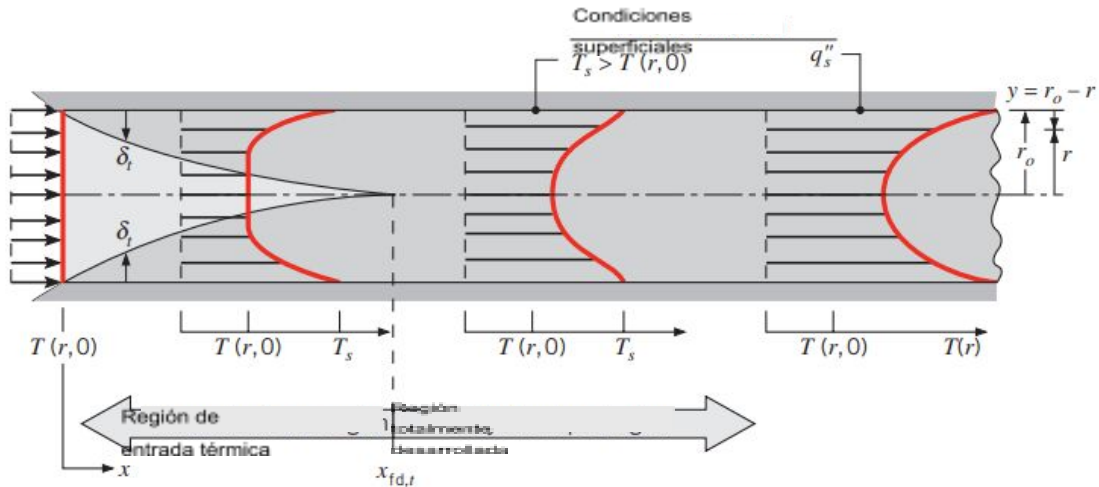


Figura 6. Desarrollo de capa límite térmica en un tubo de sección circular calentado (Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt, 2011).

Si un fluido entra a un tubo (como en la Figura 4) a una temperatura $T(r, 0)$ que es menor a la temperatura superficial, ocurre una transferencia de calor por convección y se empieza a generar una capa límite térmica. Además, si las condiciones superficiales son arregladas al imponer ya sea una temperatura uniforme (T_s es constante) o un flujo de calor uniforme (q_s^n es constante), se alcanza una condición térmica completamente desarrollada. La forma del perfil de ésta $T(r, x)$ difiere según se mantenga una temperatura superficial uniforme o un flujo de calor uniforme. Sin embargo, en ambos casos la temperatura de entrada aumenta proporcionalmente al crecimiento de x .

Para flujo laminar, la longitud de entrada térmica puede ser expresada así:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr$$

Es evidente que, si $Pr < 1$, la capa límite hidrodinámica se desarrolla más rápido que la térmica, mientras que si al contrario $Pr > 1$, el efecto opuesto

sucede. Para fluidos con números Prandtl mayores, como los aceites, es razonable asumir la formación de un perfil de velocidad completamente desarrollado a través de la región de entrada térmica. En contraste, para el flujo turbulento hay números Prandtl prácticamente independientes, y para un primer aproximado, se debe asumir $x_{fd,t}/D = 10$.

Las condiciones térmicas en la región totalmente desarrollada son caracterizadas por múltiples características, como la temperatura promedio, y otras condiciones totalmente desarrolladas.

Balance de Energía

Ya que el flujo en un tubo es totalmente cerrado, es necesario aplicar un balance de energía para determinar cómo la temperatura promedio $T_m(x)$ varía según la posición en el tubo en la que se encuentre y cómo la transferencia de calor total por convección q_{conv} está relacionada a la diferencia de temperaturas presentes entrando y saliendo del tubo. Considerando que el flujo en el tubo de la Figura 5 se mueve uniformemente a una velocidad m , y la transferencia de calor por convección ocurre en la superficie interna.

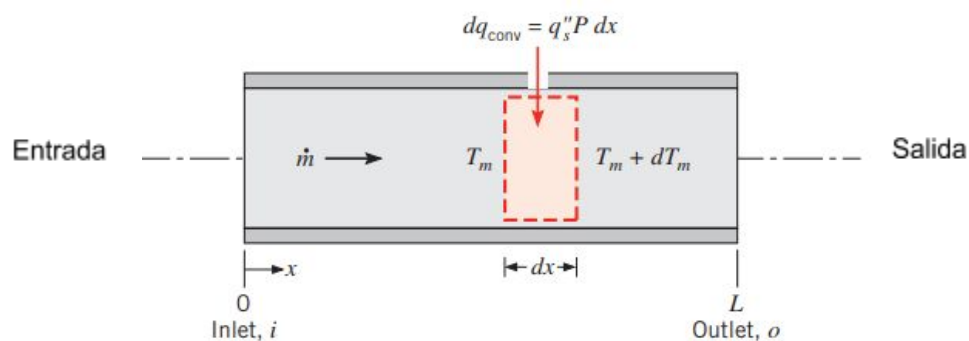


Figura 7. Control de volumen de flujo interno en un tubo (Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt, 2011).

La siguiente ecuación es una expresión general que aplica sin importar la naturaleza de la superficie térmica o de las condiciones de flujo del tubo.

$$q_{conv} = mc_p(T_{m,o} - T_{m,i})$$

Si se aplica esta ecuación al control de volumen diferencial de la Figura 5, y considerando que la temperatura promedio se define de tal manera que $mc_p T_m$ representa la verdadera tasa de energía térmica (o entalpía) integrada a través de la sección transversal del tubo, se obtiene:

$$dq_{conv} = mc_p [(T_m + dT_m) - T_m]$$

o simplificada

$$dq_{conv} = mc_p dT_m$$

Ésta se puede utilizar utilizando una tasa de transferencia de calor por convección a los elementos diferenciales como $dq_{conv} = q_s^n P dx$, donde P es el perímetro de la superficie ($P = \pi D$ para tubos circulares). Utilizando la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton, $q_s^n = h(T_s - T_m)$, en la expresión simplificada se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s^n P}{mc_p} = \frac{P}{mc_p} h(T_s - T_m)$$

En esta ecuación si $T_s > T_m$, el calor es transferido al fluido y T_m aumenta conforme x ; si $T_s < T_m$ ocurre lo contrario. La solución de esta ecuación depende de la condición térmica de la superficie: del flujo constante de calor en la superficie y la temperatura constante en la superficie.

Flujo laminar en tuberías de sección circular: análisis térmico y correlaciones de convección.

En ocasiones anteriores se han tratado de fórmulas y ecuaciones en las que los coeficientes de convección deben ser conocidos, sin embargo, existen

maneras en los que teóricamente se pueden obtener para flujos laminares en tubos circulares. Para esto se consideran correlaciones empíricas pertinentes a estos flujos en específico, así como también para tubos que sección no circular.

La región completamente desarrollada

Según Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) el problema de la transferencia de calor en un fluido de propiedades constantes en la región completamente desarrollada de un tubo circular se maneja teóricamente. La distribución de temperatura resultante es utilizada para determinar el coeficiente de convección.

Una ecuación diferencial que gobierna la distribución de temperatura es determinada al aplicar la ecuación simplificada de energía térmica de un flujo estable, es decir, $[q = mc_p(T_{out} - T_{in})]$ al elemento diferencial anular de la siguiente figura.

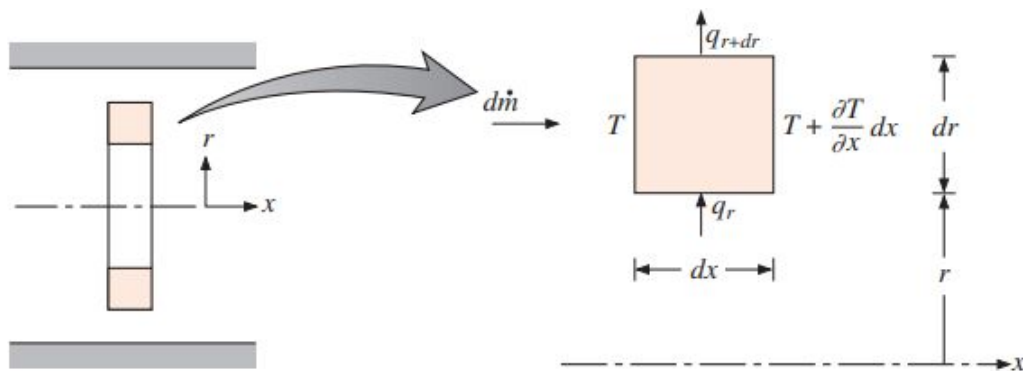


Figura 8. Balance de energía térmica en un elemento diferencial para la región completamente desarrollada de un flujo laminar en un tubo de sección circular (Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt, 2011).

Si se ignoran los efectos netos de conducción axial, la entrada de calor, q , se debe sólo a la conducción a través de superficies radiales. Desde que la velocidad radial es cero en la región completamente desarrollada, no hay

advección de energía térmica a través de las superficies de control radiales, y la única existente es en la dirección axial. Entonces las ecuaciones que expresan un equilibrio entre la conducción radial y la advección axial:

$$q_r - q_{r+dr} = (dm)c_p \left[\left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) - T \right]$$

o

$$(dm)c_p \frac{\partial T}{\partial x} dx = q_r - \left(q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr \right) = - \frac{\partial q_r}{\partial r} dr$$

La tasa diferencial de flujo de masa en la dirección axial es $dm = \rho u 2\pi r dr$, y la tasa de transferencia de calor radial es $q_r = -k(\partial T/\partial r)2\pi r dx$. Si se asumen propiedades constantes, entonces la última ecuación se convierte en:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right)$$

Ahora se procede a resolver la distribución de temperatura para el caso de flujo constante de calor superficial. En este caso, se asume que la conducción axial neta es insignificante, es decir, $(\partial^2 T/\partial x^2) = 0$. Sustituyendo la gradiente de temperatura axial de $\frac{\partial T}{\partial x}|_{fd,t} = \frac{dT_m}{dx}|_{fd,t}$ donde q_s^n es constante, por el componente de velocidad axial, u , en $\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$ entonces la ecuación de energía se reduce a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad \text{en donde} \quad q_s^n = \text{constante}$$

En esta ecuación $T_m(x)$ varía de forma lineal con x y $(2u_m/\alpha)(dT_m/dx)$ es una constante. Separando variables e integrándolas dos veces, se obtiene una expresión para la distribución radial de temperatura:

$$T(r, x) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln \ln r + C_2$$

Las constantes de integración pueden ser evaluadas aplicando condiciones de límites apropiados. Desde el requerimiento de que la temperatura debe permanecer finita a $r = 0$, entonces $C_1 = 0$. Desde el requisito de que $T(r_o) = T_s$, donde T_s varía según x , se establece que

$$C_2 = T_s(x) - \frac{2u_m}{\infty} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left(\frac{3r_o^2}{16} \right)$$

Por consecuencia, para la región completamente desarrollada con flujo superficial constante, el perfil de temperatura se representa de la forma

$$T(r, x) = T_s(x) - \frac{2u_m r_o^2}{\infty} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_o} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$$

Considerando ya establecido el perfil de temperatura, todos los demás parámetros térmicos pueden ser determinados. Por lo tanto, en un tubo de sección circular que es caracterizado por tener flujo de calor superficial uniforme y condiciones completamente desarrolladas y laminares, el número Nusselt es una constante, independiente de Re_D , Pr , y ubicación axial.

Para condiciones completamente desarrolladas y laminares con una temperatura superficial constante, es razonable asumir que la conducción axial es insignificante. Si se sustituye el perfil de velocidad de $\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$ por la gradiente de temperatura axial de $\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{fd,t} = \frac{(T_s - T)}{(T_s - T_m)} \frac{dT_m}{dx} \Big|_{fd,t}$ donde T_s es constante, entonces la ecuación de energía se convierte en

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{2u_m}{\infty} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \frac{T_s - T}{T_s - T_m} \quad \text{donde} \quad T_s = \text{constante}$$

Una solución a esta ecuación puede ser obtenida por un procedimiento repetitivo que involucra hacer aproximaciones al perfil de temperatura sucesivamente. El perfil resultante no se describe con una expresión algebraica, sino con un número Nusselt.

Correlaciones de convección: flujo turbulento en tubos circulares.

Dado que el análisis de las condiciones de flujo turbulento es mucho más complicado al laminar, se hace un mayor énfasis en determinar las correlaciones empíricas. Para un flujo turbulento completamente desarrollado (hidrodinámicamente y térmicamente) en un tubo circular liso, el número Nusselt local puede obtenerse de la ecuación Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$$

donde $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$) y 0.3 para enfriamiento ($T_s < T_m$). Estas ecuaciones han sido confirmadas experimentalmente para el rango de condiciones

$$[0.6 \leq Pr \leq 160 \quad Re_D \geq 10,000 \quad \frac{L}{D} \geq 10]$$

Las ecuaciones deben ser utilizadas para diferencias de temperaturas pequeñas y moderadas, $T_s - T_m$ con todas las propiedades evaluadas en T_m . Para flujos caracterizados por grandes variaciones de propiedades, se utiliza la siguiente ecuación, según Sieder y Tate (1936) citados por Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) es recomendado:

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad \text{E.22}$$

$$[0.7 \leq Pr \leq 16,700 \quad Re_D \geq 10,000 \quad \frac{L}{D} \geq 10]$$

donde todas las propiedades excepto μ , son evaluadas según T_m . Para una mejor aproximación, las correlaciones anteriores deben ser aplicadas tanto para temperatura superficial uniforme y las condiciones del flujo de calor.

A pesar de que las ecuaciones E.21 y E.22 son fácilmente aplicadas y hasta cierto punto son lo suficientemente satisfactorias para los propósitos teóricos de este texto, pueden terminar el 25% en resultados erróneos. Estas fallas pueden ser reducidas hasta 10% en sus usos más recientes, generalmente en correlaciones más complejas. Una correlación, válida para tubos lisos en un amplio rango de números Reynolds, incluida la región de transición:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{E.23}$$

donde el factor de arrastre puede obtenerse desde el diagrama de Moody o de la ecuación $f = (0.790 \ln \ln Re_D - 1.64)^{-2}$ y $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$. La correlación es válida para $0.5 \leq Pr \leq 2000$ y $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$. Al utilizar la ecuación E.23 que aplica tanto para flujo térmico superficial uniforme y temperatura, las propiedades deben ser evaluadas según T_m . Si las diferencias de temperaturas son grandes, se consideran adicionalmente los efectos de las propiedades variables y a partir de esto se obtienen nuevas opciones disponibles que, según Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011) son revisadas por Kakac (1987).

Se puede aclarar que, a menos que la región de transición desarrollada específicamente sea ($2300 < Re_D < 10^4$), se debe proceder con cuidado al aplicar la correlación con flujos turbulentos para $Re_D < 10^4$. Si la correlación fue desarrollada para condiciones totalmente turbulentas ($Re_D > 10^4$), puede ser utilizada como la primera aproximación a números Reynolds más pequeños, con el entendimiento de que el coeficiente de convección será sobre pronosticado. Si se desea un nivel más alto de precisión, la correlación Gnielinski (E.23) puede ser utilizada.

Las ecuaciones E.21, E.22 y E.23 son aplicables a tubos con superficies lisas, en cambio, en flujos turbulentos en superficies rugosas, el coeficiente de transferencia de calor aumenta conforme a la rugosidad y, como primera aproximación, puede ser computada utilizando la ecuación E.23 con factores obtenidas de la ecuación $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \log \left[\frac{eD}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right]$ o del diagrama de Moody. Sin embargo, a pesar de que la tendencia general es de aumentar h conforme el crecimiento de f , pero el aumento de f es proporcionalmente más grande, y cuando f es aproximadamente cuatro veces más grande que el valor para una superficie lisa, h ya no cambia con aumentos adicionales en f .

Ya que las distancias de entradas para flujo turbulento son usualmente cortas, $10 \leq (x_{fd}/D) \leq 60$, es comúnmente razonable el asumir que el número

Nusselt promedio para todo el tubo es igual al valor asociado con la región completamente desarrollada, $\overline{Nu_D} \approx Nu_{D,fd}$. No obstante, para tubos cortos $\overline{Nu_D}$ excederán $Nu_{D,fd}$ y debe ser calculado con la expresión:

E.24

$$\frac{\overline{Nu_D}}{Nu_{D,fd}} = 1 + \frac{C}{(x/D)^m}$$

donde C y m dependen de la naturaleza de la entrada y de la región de entrada (térmica o combinada), al igual que de los números Prandtl y Reynolds. Típicamente, los errores de menos del 15% están asociados con la suposición de que $\overline{Nu_D} = Nu_{D,fd}$ para $(L/D) > 60$. Al determinar $\overline{Nu_D}$, todas las propiedades del fluido deben ser evaluadas a partir del promedio aritmético de la temperatura promedio, $\overline{T_m} \equiv (T_{m,i} + T_{m,o})/2$.

Finalmente, se reconoce que las correlaciones anteriores no aplican a metales líquidos. Para flujos turbulentos completamente desarrollados en tubos de sección circular de superficie lisa con flujo térmico constante que, según Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2011), Skupinski, et. al (1965) recomiendan la correlación de la expresión:

$$Nu_D = 4.82 + 0.0185Pe_D^{0.827} \quad q_s^n = \text{constante}$$

$$[3 \times 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^2 \quad 3.6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9.05 \times 10^5 \quad 10^2 \leq Pe_D \leq 10^4]$$

De la misma forma, para temperaturas superficiales constantes, Seban y Shimazaki (1951), citados por Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt (2018), recomiendan la siguiente correlación cuando $Pe_D \geq 100$:

$$Nu_D = 5.0 + 0.025Pe_D^{0.8} \quad T_s = \text{constante}$$

Materiales

Materiales para tubería

De acuerdo con los requerimientos para aleaciones austeníticas de acero inoxidable mostradas en la especificación ASTM A1016/A1016M-10, el acero inoxidable tiene la siguiente composición química:

Tabla 3. Composición del acero inoxidable. Fuente: ASTM A1016/A1016M-10

Grado de Acero Inoxidable ASTM	ASTM A312 TP 316 H SS
Componente	Composición en porcentaje (%)
Carbón (C)	0.04 – 0.10
Manganeso (Mn)	2.0
Fosforo (P)	0.45
Sulfuro	0.03
Silicio (Si)	1.0
Cromo (Cr)	16 – 18
Níquel (Ni)	11 – 14
Molibdeno (Mo)	2 – 3

Los aceros inoxidables austeníticos tienen una alta ductilidad, bajo esfuerzo de cedencia (*Yield Stress*), que en Ingeniería de Materiales es el esfuerzo al cual el material comienza a deformarse plásticamente, y una alta resistencia última a la rotura por tracción (*Ultimate tensile strength*) cuando dichos aceros austeníticos son comparados a los típicos aceros al carbón. (Gowelding, 2011).

El alto contenido de Cromo (Cr) y Níquel (Ni) provee una alta resistencia a la transformación del material bajo condiciones extremas a altas y bajas temperaturas (criogénicas.) El incremento significativo de Cr y Ni en la

composición del acero inoxidable reduce el riesgo de corrosión cuando el material es utilizado en sistemas neumáticos, ductos de vapor o mezcla vapor-agua sobrecalentada, muy comunes todas en plantas de generación eléctrica, la industria petroquímica y farmacéutica (Gowelding, 2011).

De acuerdo con la especificación ASTM A213/A213, el tratamiento térmico y los ciclos térmicos sobre los aceros inoxidables austeníticos tienen una pequeña influencia en las propiedades mecánicas del material. Sin embargo, la dureza y la resistencia a la tensión pueden ser incrementadas con procesos de enfriamiento del material, lo cual también reducirá la ductilidad.

Los aceros austeníticos tienen una estructura cristalina cúbica centrada en las caras que proveen planos para el flujo de dislocaciones (ductilidad) además de un bajo nivel de intersticios o huecos en el material (Askeland, D., 1998). Como se mencionó para aceros austeníticos, el incremento de carbón entrega una mejor resistencia a la rotura por tracción y un mejor esfuerzo de cedencia. Además, su composición austenítica ofrece una mejor dureza a temperaturas extremas. (Masteel, 2011).

De acuerdo con los requerimientos para aleaciones austeníticas de acero inoxidable mostradas en la especificación ASTM A312/A312M, el acero inoxidable ASTM A312 316 H SS tiene las siguientes propiedades mecánicas:

Tabla 4. Propiedades mecánicas del acero inoxidable 316 H SS. Fuente: ASTM A312/A312M-09.

Propiedad Mecánica	ASTM A312 TP 316 H SS
Resistencia última a la rotura por tensión (Ultimate tensile strength)	515 MPa (5150 bar) {75 ksi (75000 psi)}
Esfuerzo de cedencia (Yield Stress)	205 MPa (2050 bar) {30 ksi (30000 psi)}

Materiales para aislamiento

El aislamiento de silicato de calcio es definido por la especificación ASTM C 168 -10 que cubre los requerimientos y la terminología estándar relacionada con el aislamiento térmico y está compuesto básicamente de Silicato de Calcio que usualmente contiene fibras de material aislante como refuerzo mecánico.

El estándar ASTM C 533 contiene tres tipos de Silicato de Calcio clasificado por máxima temperatura de operación y la densidad del material en libras masa por pie cúbico (pcf.)

Tabla 5. Tipos de silicato de calcio. Elaboración propia con información de ASTM C 533.

Tipo	Temperatura Máxima de Operación (°F) y densidad (pcf)
I	Máxima Temperatura 1200°F, Máxima Densidad 15 pcf
IA	Máxima Temperatura 1200°F, Máxima Densidad 22 pcf
II	Máxima Temperatura 1700°F, Máxima Densidad 33 pcf

El estándar ASTM C 533 limita las temperaturas de operación en un rango de 26.6 a 926.6 °C (80°F a 1700°F.)

El Silicato de Calcio para aislamiento de tubería es provisto en forma de medio cilindro hueco para facilitar su instalación. Este material es comúnmente suministrado en secciones de 1 m (39.3 in) y están disponibles para todos los diámetros estándar de tubería. El espesor disponible puede oscilar en el rango de 2.54 – 7.62 cm (1 – 3 in.).

El diseño del aislamiento de tubería es normalmente finalizado con una chaqueta delgada de aluminio de 0.016 mm de espesor que protege el material aislante de la abrasión, protege contra las condiciones ambientales y provee una buena apariencia a la instalación.

Las conductividades térmicas máximas especificadas para los materiales listados en la tabla 5 son: para el Tipo I de 0.41 Btu-in/(h·ft²·°F) a una

temperatura media de 37.77 °C (100 °F) y para los tipos IA y 2 de 0.5 Btu-in/(h·ft²·°F) a una temperatura media de 37.77 °C (100 °F.).

Algunas aplicaciones típicas para este tipo de aislamientos son aislamientos de equipos operando a temperaturas arriba de 121 °C (250 °F), en tanques de almacenamiento, tanques a presión, intercambiadores de calor, tubería de vapor, aislamiento de válvulas y de puertos de entrega, calentadores y chimeneas (National Institute of Building, 2011).

Capítulo 3: Metodología

Para el desarrollo de la propuesta de reducción de costo de este proyecto, se seguirá la siguiente metodología:

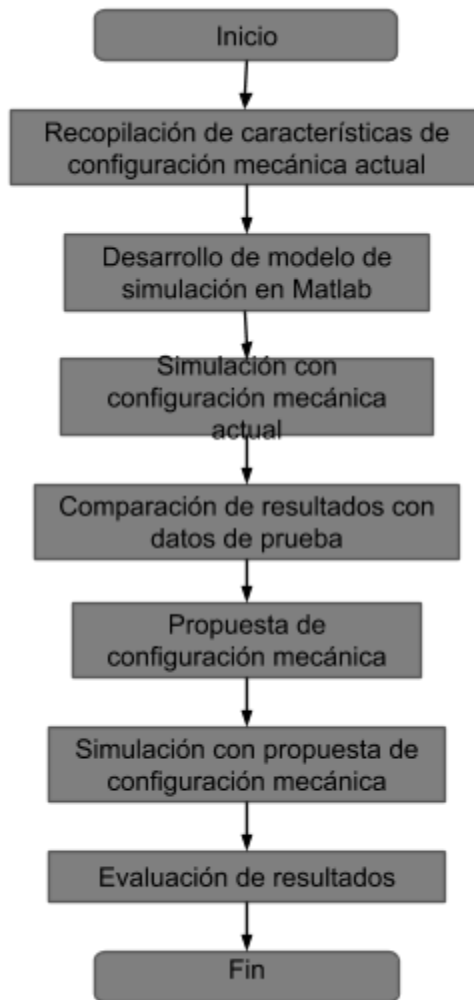


Figura 9 Metodología para el desarrollo de propuesta de reducción de costos de operación del banco de pruebas de fatiga térmica a intercambiadores de calor.

Recopilación de características de configuración mecánica actual

Se hará una recopilación de información de la configuración actual del banco de pruebas donde se realiza el ciclado de fatiga térmica. Las características de cada una de las secciones de tubería y aislante se encuentran contenidas en dibujos internos de Honeywell Aerospace localizables en Teamcenter, los cuales están disponibles para todo el personal e incluyen:

- Características de las secciones de tubería
 - o Diámetro
 - o Longitud
 - o Espesor

Desarrollo de modelo de simulación en Matlab

Para el desarrollo del modelo dinámico de simulación se utilizará la interfaz Simulink de Matlab. Se utilizarán librerías de Simulink y Matlab propias de Honeywell Aerospace usadas para la creación de modelos dinámicos para simulación de sistemas neumáticos

Las librerías de Matlab de Honeywell Aerospace, también incluyen información del material actualmente utilizado, necesario para el desarrollo del modelo dinámico:

- Propiedades del material de la tubería
 - o Conductividad térmica
 - o Capacidad calorífica específica
 - o Aspereza
- Propiedades del material aislante
 - o Espesor
 - o Conductividad térmica
 - o Capacidad calorífica específica
 - o Densidad

También, se usarán las condiciones de frontera en las que opera el banco de pruebas en el laboratorio:

- Presión ambiental
- Temperatura ambiental

Y, por último, también se usarán otros factores como:

- Constante de gas (aire)
- Calor específico (aire)
- Razón de calor específico (aire)

Simulación con configuración mecánica actual

Después del desarrollo del modelo, se hará una simulación del ciclo de la prueba de fatiga térmica usando la configuración mecánica actualmente usada en el banco de pruebas.

Comparación de resultados con datos de prueba

Con los datos grabados de la simulación y con datos grabados de las pruebas de fatiga térmica que actualmente se llevan a cabo en el banco de pruebas, se hará una comparación de los dos, específicamente en el tiempo de transición de temperatura inicial del ciclo, 400°F y temperatura final del ciclo, 1050°F.

Propuesta de cambio de configuración mecánica

Con ayuda de la información contenida en el Capítulo 2, se hará una propuesta de cambio de configuración mecánica para el banco de pruebas. Se buscarán mantener características de la tubería como longitud y geometría, cambiando el material utilizado, ya sea para la tubería y para el aislante.

Simulación con propuesta de cambio de configuración mecánica

Después de obtener las características y propiedades de la propuesta de cambio de configuración mecánica, se actualizará el modelo dinámico y se hará

la simulación del ciclo de la prueba de fatiga térmica usando la configuración mecánica propuesta.

Evaluación de resultados

Se realizará una evaluación de los resultados de la simulación haciendo una comparación de datos de simulación con la propuesta de cambio, y los datos de prueba de ciclado térmico del banco de pruebas actual. Se comparará el flujo de aire necesario para el proceso de ciclado de temperatura actual contra el simulado con la propuesta. Se hará una estimación de costos de la realización de la propuesta de cambio configuración mecánica y estimación de costos del proceso de ejecución de las pruebas de fatiga térmica.

Capítulo 4: Resultados

Una vez aplicada la metodología planteada para este proyecto, se obtuvieron los resultados que a continuación se muestran:

Recopilación de características de configuración mecánica actual

La información de la configuración mecánica actual del banco de pruebas para pruebas de fatiga térmica de obtuvo de una base de datos interna de Honeywell Aerospace. Se hizo un diagrama donde se pudiera ver el sistema completo de una forma simple.

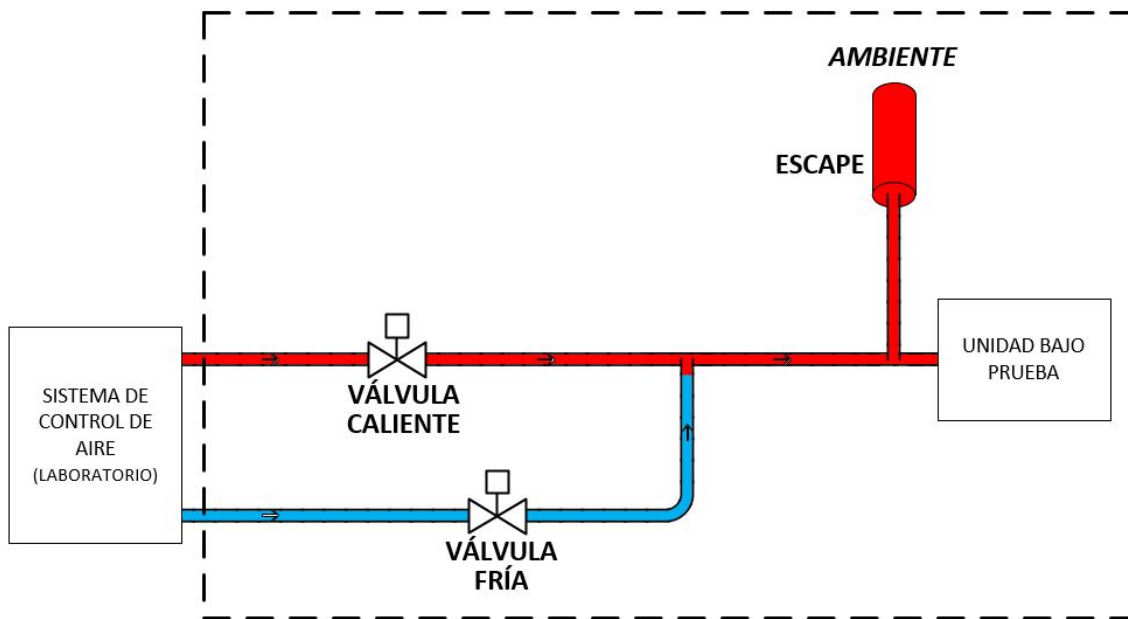


Figura 10 Diagrama simplificado de configuración mecánica actual del banco de pruebas (modificado de Honeywell Aerospace, 2016).

La Figura 10 muestra la configuración mecánica actual, conformada por dos líneas de tubería de acero inoxidable, una para aire frío y otra para aire caliente, cada una con su válvula de control. Aguas arriba de la unidad bajo prueba, se observan las líneas de sangrado, las mismas que descargan el aire al ambiente.

Tabla 6 Lista de componentes mecánicos del banco de pruebas de intercambiadores de calor (Honeywell Aerospace, 2016).

Número base	Número de componente	Título
84000881	84000881-1	PCE THERMAL FATIGUE DEV TEST (MP3), GULFSTREAM GVII
84000882	84000882-1	ADVANCED TECH. HX THERMAL FATIGUE TEST SKID ASSEMBLY
84000883	84000883-1	ADVANCED TECH. HX THERMAL FATIGUE TEST PRECOOLER ASSY
84000884	84000884-1	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR INLET DUCT
84000884	84000884-2	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR FLEX LINE DOWNSTREAM IP SPOOL
84000884	84000884-3	THERMAL FATIGUE DEV TEST HP VALVE DOWNSTREAM SPOOL
84000884	84000884-4	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR IP SPOOL
84000884	84000884-5	THERMAL FATIGUE TEST BLEED AIR FLEX LINE UPSTREAM HP SPOOL
84000884	84000884-6	FBAS CONNECTION SPOOL
84000884	84000884-7	CHECK VALVE SPOOL
84000884	84000884-9	THERMAL FATIGUE TEST BLEED AIR FLEX LINE DOWNSTREAM HP SPOOL
84000884	84000884-10	THERMAL FATIGUE TEST BLEED AIR HP COMMISSIONING SPOOL
84000884	84000884-11	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR INLET DUCT
84000885	84000885-1	THERMAL FATIGUE DEV TEST RAM AIR INLET
84000885	84000885-2	THERMAL FATIGUE DEV TEST RAM AIR V-CONE CONNECTION DOWNSTREAM
84000885	84000885-3	THERMAL FATIGUE DEV TEST RAM AIR V-CONE CONNECTION UPSTREAM
84000885	84000885-4	THERMAL FATIGUE DEV TEST RAM AIR BFAS CONNECTION
84000886	84000886-1	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR OUTLET DUCT
84000886	84000886-2	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR OUTLET CHOKE ORIFICE
84000886	84000886-3	THERMAL FATIGUE TEST BLEED AIR OUTLET FLEX LINE CONNECTION
84000886	84000886-4	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR V-CONE CONNECTION UPSTREAM
84000886	84000886-5	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED AIR VCONE CONNECTION DOWNSTREAM
84000886	84000886-6	THERMAL FATIGUE DEV TEST BLEED CONTROL VALVE UPSTREAM CONNECTION
84000886	84000886-7	PIPE ELBOW, 4 INCH, SCH40S, GORED ELBOW
84000887	84000887-1	SQUARE DUCT PCE CONNECTION
84000887	84000887-2	SQUARE DUCT EXHAUST CONNECTION
84000887	84000887-3	EXHAUST CONNECTION
84000888	84000888-1	2.00 INCH FLEX LINE ASSY
84000889	84000889-1	5.00 FLANGE FEMALE AS1895/15 MODIFIED
84000889	84000889-2	FLANGE AS1895/15-250 MODIFIED
84000889	84000889-3	FEMALE FLANGE, CHECK VALVE
84000889	84000889-4	FEMALE FLANGE, 2A400 MODIFIED
84000889	84000889-5	FEMALE FLANGE, 2A400 MODIFIED
84000889	84000889-6	FEMALE FLANGE, 2A400 MODIFIED
84000889	84000889-8	FEMALE FLANGE, 2A400 MODIFIED
84000889	84000889-8	FEMALE FLANGE, CHECK VALVE
84000890	84000890-1	FLANGE MALE 5 INCHES
84000890	84000890-2	MALE FLANGE, 1A400 MODIFIED
84000890	84000890-3	MALE FLANGE, 1A400 MODIFIED
84000890	84000890-4	FLANGE AS1895/14-250 MODIFIED
84000890	84000890-5	MALE FLANGE, 1A400 MODIFIED
84000899	84000899-1	BLOCK OFF SQUARE PLATE
84000912	84000912-3	3.00 INCH VALTEK EXISTING STRUCTURE
84000918	84000918-1	MARMAN V-CLAMP FOR STYLE 1 AND 2 ASSY

La Tabla 6 muestra el número de parte y descripción de cada uno de los componentes de la configuración mecánica actual del banco de pruebas para fatiga térmica. Cada uno de estos documentos contiene información indispensable para la creación del modelo dinámico de simulación. Características como diámetros, longitudes, espesores y materiales se encuentran especificados en los documentos mostrados en la tabla.

Desarrollo de modelo de simulación en Matlab

Las características obtenidas de la recopilación de los componentes del banco de pruebas se ordenaron en una tabla y se introdujeron en el código del modelo dinámico de Simulink. En la Tabla 7 se muestran los valores ingresados para cada una de las secciones de tubo de la configuración mecánica actual.

Tabla 7 Información de tubos y aislante de la configuración mecánica actual

Material	Característica	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5	Tubo 6	Tubo 7
Tubería	Diámetro	3.07	3.07	3.07	3.07	5.00	5.00	3.07
	Espesor	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
	Largo	11.35	16.90	21.73	47.00	16.00	16.00	11.35
	KI Factor	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
	Altura	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Densidad	497.66	497.66	497.66	497.66	497.66	497.66	497.66
	Cp	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
	Conductividad térmica	9.42	9.42	9.42	9.42	9.42	9.42	9.42
Aislante	Espesor	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
	Densidad	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	Cp	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Conductividad térmica	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

La Figura 11 muestra un ejemplo de cómo se declaran las variables necesarias para el modelo dinámico de simulación. De esta manera, se introdujeron al código de Simulink las características cada una de las secciones de tubería del banco de pruebas obtenidas previamente.


```

pipeHP_Tk1_Pdrop5.Dia_in = 3.0;           %Pipe Diameter [in]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.mThick_in = 0.216;    %Pipe wall thickness [in]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.e_in = 0.01;         %Pipe Metal Roughness [in]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.L_in = 8.0;          %Pipe Length [in]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.mDens_lbmft3 = 0.29*1728.0; %Metal Density [lbm/ft^3]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.mCp_BtulbmF = 0.12;  %Metal Cp [Btu/(lbm F)]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.ks = 9.4;            %Metal Thermal Conductivity [Btu-ft/hr-ft^2-F]]
pipeHP_Tk1_Pdrop5.KL_vector = [0.2];   %KL Factor for Minor Losses

```

Figura 11 Ejemplo de código de definición de componentes en el modelo dinámico de Simulink (Honeywell Aerospace, 2019)

Se hicieron bloques de código para cada una de las secciones de tubería del banco de pruebas. También se agregaron bloques de simulación de válvulas de control de temperatura, programadas ya con código propio de Honeywell Aerospace.

En la Figura 12 se muestra el ejemplo de un bloque de código que representa cada sección de ducto en el modelo de simulación. Cada bloque recibe y manda datos numéricos dependiendo de donde se encuentre ubicado en el banco de pruebas. Dentro del bloque se realizan los cálculos de caída de temperatura correspondientes a las propiedades del ducto.

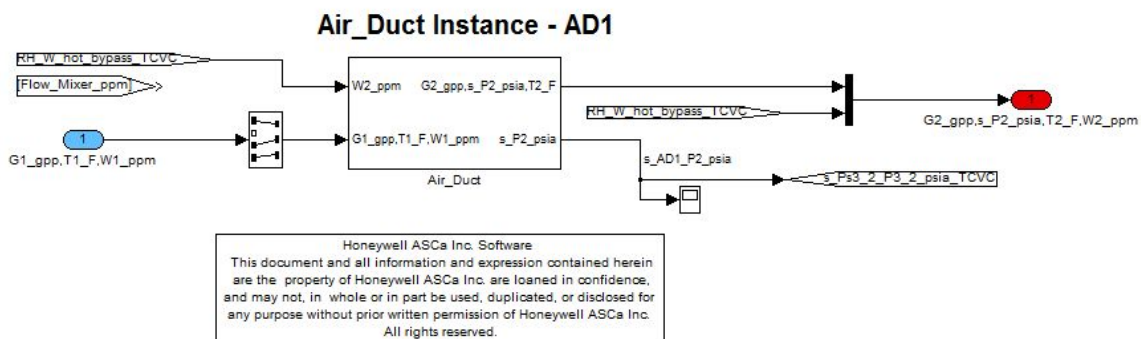


Figura 12 Ejemplo de código de bloque de sección de ducto en el modelo dinámico de Simulink (Honeywell Aerospace, 2019).

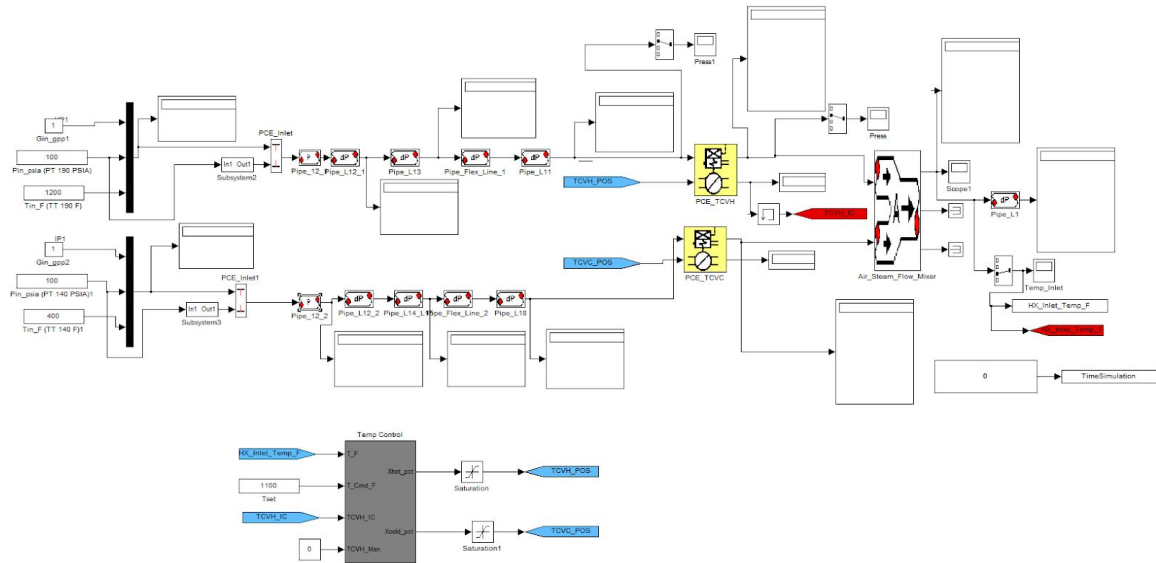


Figura 13 Modelo dinámico de simulación terminado (Honeywell Aerospace, 2019)

En la Figura 13 se muestra el modelo de Simulink terminado. Se juntaron todas las secciones de ducto y las válvulas. Se añadió la capacidad de introducir presión, temperatura y flujo requeridos de la operación del sistema. También, se agregó la capacidad para introducir el ciclo térmico aplicado en las pruebas de fatiga térmica.

El modelo integra varias funciones que permiten hacer el cálculo de las condiciones de presión, temperatura y flujo del sistema simulado. Las funciones que integran el modelo se pueden encontrar en la sección de Anexos de este documento. El modelo dinámico es capaz de dar como resultado la temperatura del metal de la tubería en función del tiempo. También, da como resultado la temperatura calculada del aire y el total de pérdida de calor a través del sistema. El modelo realiza cada operación cada 0.002 segundos y genera una variable de tiempo de ejecución, con la que posteriormente se graficarán los resultados.

Simulación con configuración mecánica actual

Para realizar la simulación, se utilizó el modelo dinámico de Simulink del banco de pruebas y el ciclo de temperatura que comanda el modelo de control del banco de pruebas de fatiga térmica. El modelo de control comanda cambios de temperatura y el sistema responde para poder cumplir el comando. Los detalles de los requerimientos del ciclado de temperatura se encuentran en la Tabla 1.

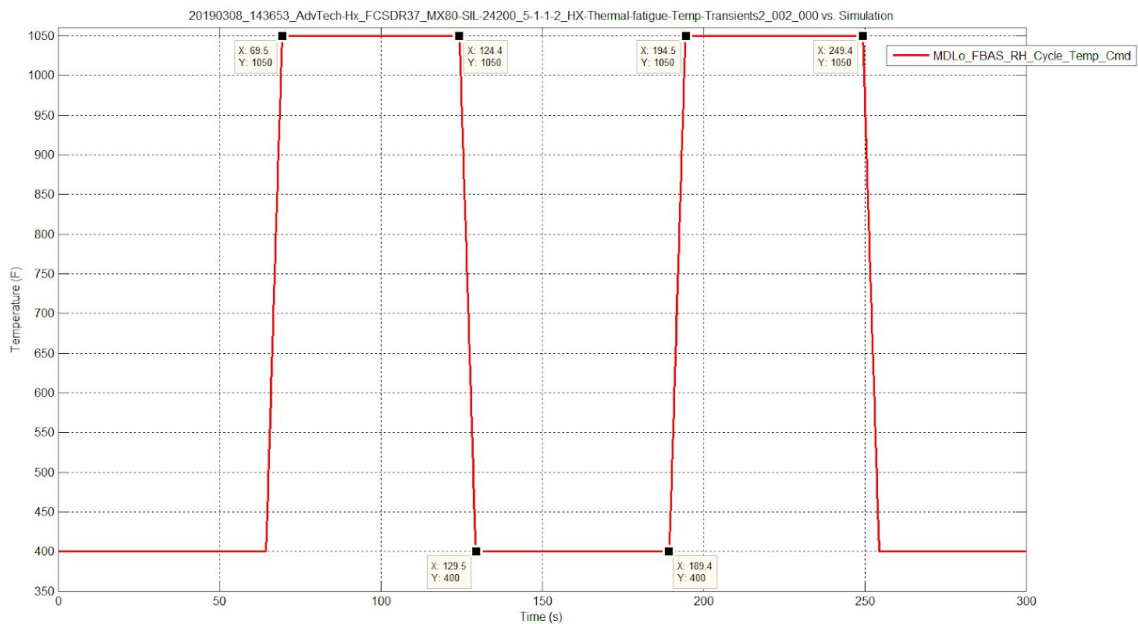


Figura 14 Ciclo de temperatura de prueba fatiga térmica (elaboración propia con datos de prueba, Honeywell Aerospace, 2019)

En la Figura 14 se muestra como el ciclo comienza con un comando de temperatura de 400°F. Después, se comanda una un cambio a 1050°F y se mantiene durante 55 segundos. Una vez terminado el tiempo, el comando de temperatura regresa a 400°F y se mantiene por 60 segundos para terminar el ciclo.

Se fijaron los comandos iniciales de presión y de flujo en 100 psia y 200 lb-min, que son los comandos con los que actualmente opera el banco de pruebas de fatiga térmica.

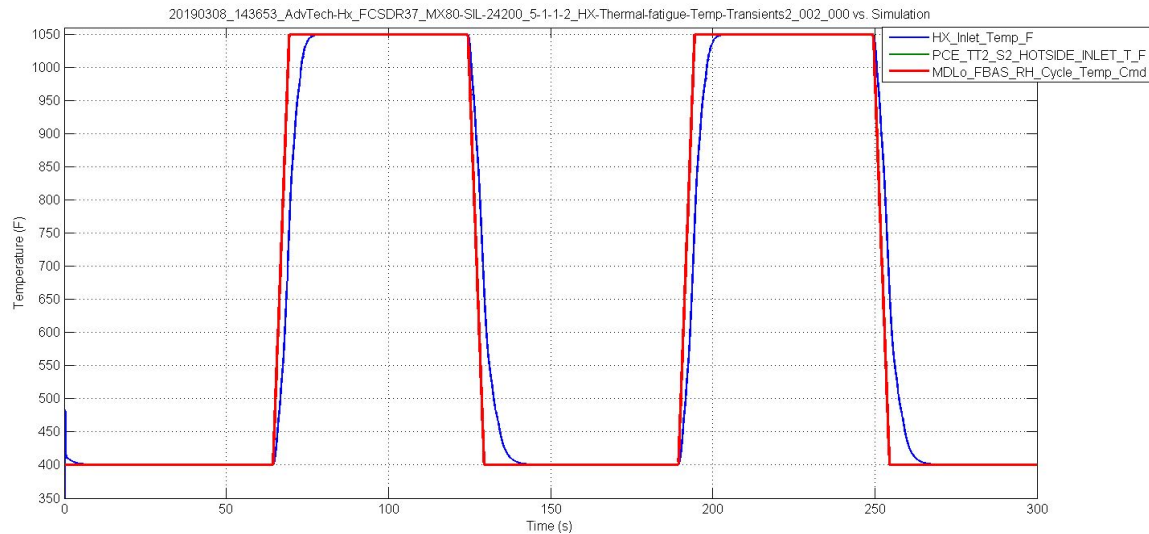


Figura 15 Gráfica de ciclo de temperatura simulado (Honeywell Aerospace, 2019).

En la Figura 15 se puede observar el resultado de la simulación del ciclo térmico. La línea roja indica el ciclo de temperatura que comanda el modelo de control del banco de pruebas de fatiga térmica. La línea azul indica la respuesta del sistema simulado con el modelo dinámico desarrollado.

Comparación de resultados con datos de prueba

Con los datos obtenidos de la simulación de los ciclos térmicos en el modelo de simulación, se graficó la comparación entre el comportamiento del comando de temperatura del sistema del ciclo simulado y el comportamiento de la temperatura en el banco de pruebas con datos obtenidos durante prueba del día 8 de marzo del 2019.

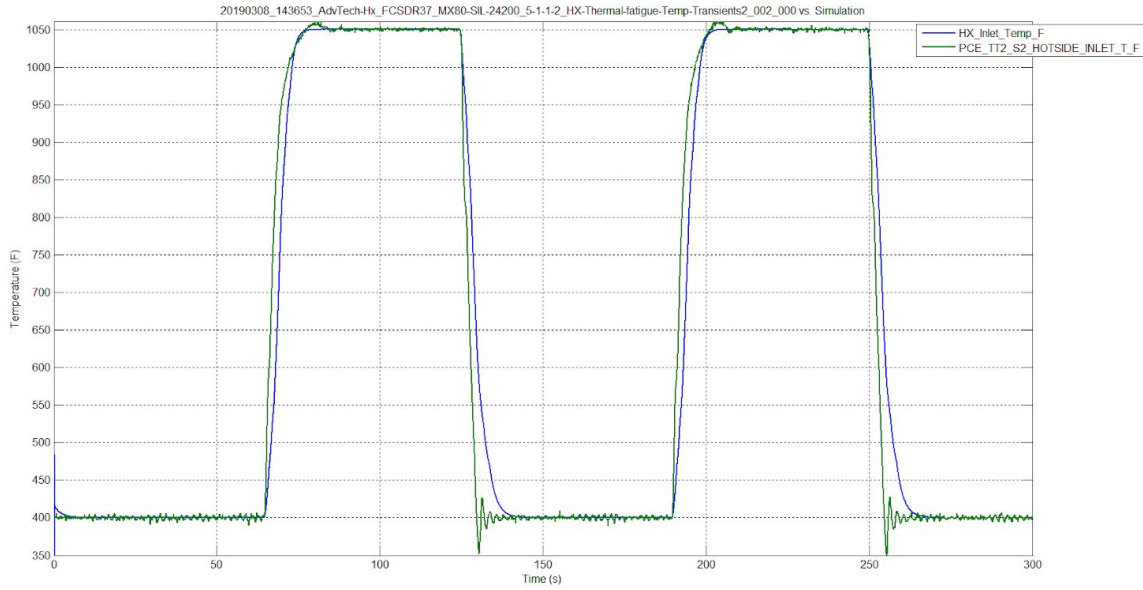


Figura 16 Gráfica de comparación de datos de prueba del 8 de marzo de 2019 y datos de simulación del modelo dinámico desarrollado

En la Figura 16 se observa la gráfica de comparación de dos ciclos de temperatura. La línea azul fue graficada con los datos obtenidos de la simulación del ciclado usando el modelo dinámico desarrollado, y la línea verde fue graficada con los datos de prueba obtenidos el 8 de marzo de 2019.

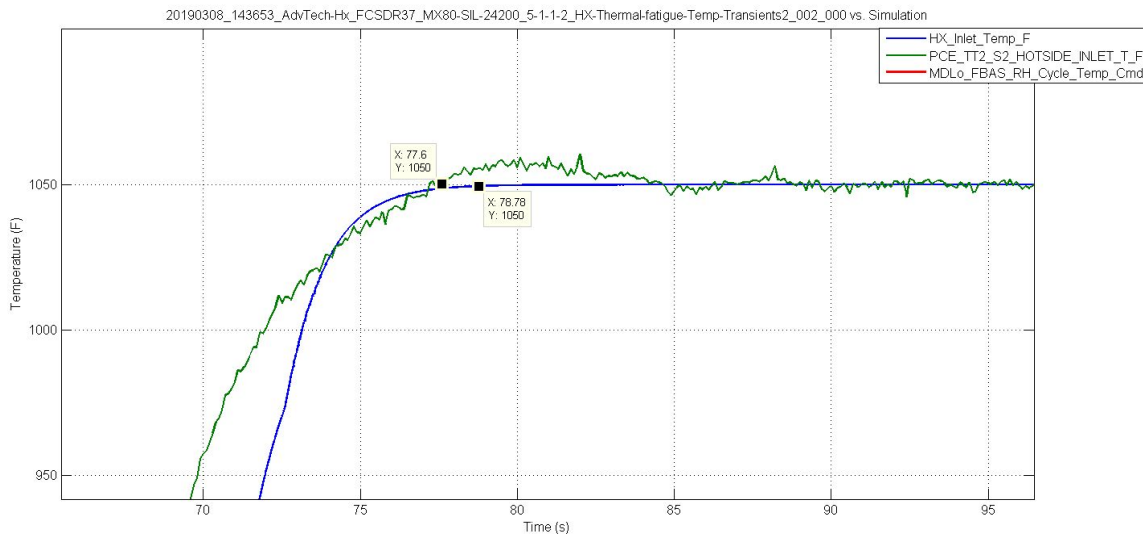


Figura 17 Gráfica de estabilización en parte superior del ciclo simulado vs datos de prueba del 8 de marzo de 2019.

En la Figura 17 se observa la gráfica de un acercamiento a la parte superior del ciclo de temperatura. La línea azul fue graficada con los datos obtenidos de la simulación del ciclado usando el modelo dinámico desarrollado, y la línea verde fue graficada con los datos de prueba obtenidos el 8 de marzo de 2019.

Se puede observar que, durante el comando de incremento de temperatura del ciclo, de 400 a 1050°F, la gráfica de simulación llega la temperatura comandada 1 segundo después que la gráfica de datos de prueba. También se aprecia que el ciclo simulado es más estable que el de datos de prueba.

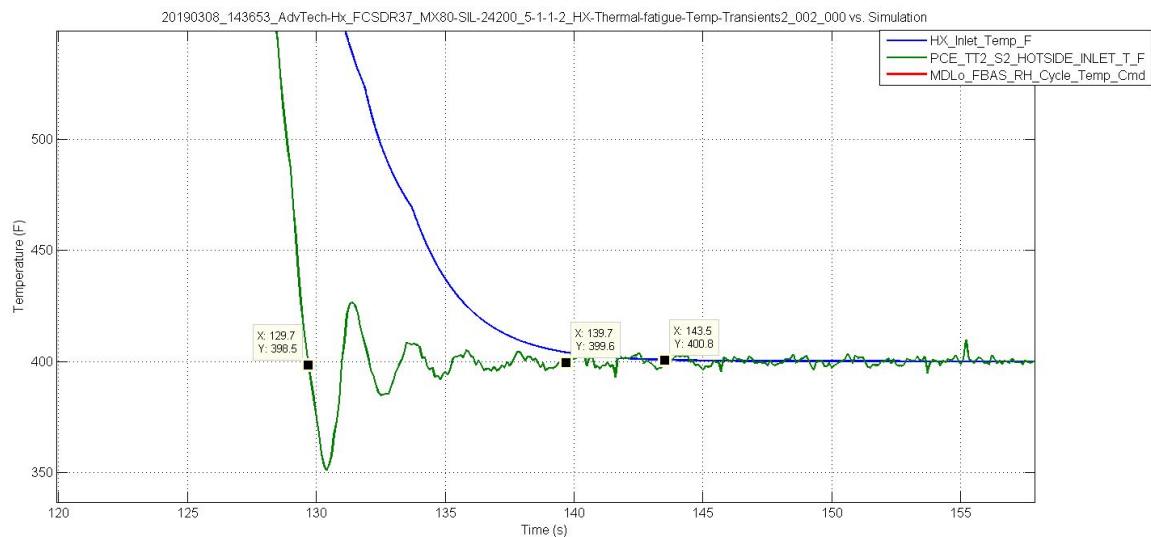


Figura 18 Gráfica de estabilización en parte inferior del ciclo simulado vs datos de prueba del 8 de marzo de 2019.

En la Figura 18 se observa la gráfica de un acercamiento a la parte inferior del ciclo de temperatura. La línea azul fue graficada con los datos obtenidos de la simulación del ciclado usando el modelo dinámico desarrollado, y la línea verde fue graficada con los datos de prueba obtenidos el 8 de marzo de 2019.

El ciclo simulado en Simulink muestra un tiempo mayor de incremento y decremento de temperatura. En los datos de prueba del 8 de marzo de 2019 se puede observar como la temperatura alcanza los 1050°F en 1.2 segundos menos que el ciclo simulado. Analizando la porción de decremento de temperatura del ciclo, se puede observar que la temperatura de la prueba alcanza los 400°F en 10 segundos antes que en el ciclo simulado.

Propuesta de cambio de configuración mecánica

Basado en la información obtenida en el Capítulo 2, se hizo una propuesta de cambio de configuración mecánica. Los cambios están enfocados en el cambio de material de la tubería y del aislante actualmente usados. Se buscaron productos disponibles en el mercado o que estuvieran disponibles por parte de proveedores ya registrados en Honeywell Aerospace.

En la Tabla 8 se muestran las propiedades térmicas del material usado actualmente en la tubería de la configuración mecánica del banco de pruebas, mismas que fueron usadas para la simulación inicial de los ciclos térmicos. También se enlistan las dos alternativas de material propuestas junto con sus respectivas propiedades térmicas.

Tabla 8 Propuestas de material de tubería para el banco de pruebas.

Configuración	Material	Espesor [in]	Densidad [lbm-ft ³]	cp [Btu/ (lbm-F)]	Conductividad [Btu ft/(hr ft ² F)]	Referencia
Actual	SS PIPE GRADE TP 304	0.258	499.392	0.12	8.09	ASTM A312/A312M
Propuesta 1	Titanium Grade 2	0.1	283.392	0.13	12.65	ASTM B862
Propuesta 2	Haynes 282 Alloy	0.125	518.4	0.136	150	HAYNES 282

En la Tabla 9 se muestran las propiedades térmicas del material usado actualmente en la aislante de la configuración mecánica del banco de pruebas, mismas que fueron usadas para la simulación inicial. También se enlistan las dos alternativas de material propuestas junto con sus respectivas propiedades térmicas.

Tabla 9 Propuestas de material de aislante para el banco de pruebas

Configuración	Material	Espesor [in]	Densidad [lbm-ft ³]	cp [Btu/ (lbm-F)]	Conductividad [Btu ft/(hr ft ² F)]	Referencia
Actual	Fiberglass	0.25	0.00	1	1	Honeywell Aerospace
Propuesta 3	Alumina Silicate	2	5.99	0.27	2	ASTM C201
Propuesta 4	Superwool HT	2	1.87	0.2	3.33	ASTM C201

Se preparó el código para la simulación con la información de la propuesta y se introdujeron las características de los cambios propuestos al modelo dinámico. Cada sección de tubería fue modificada usando las propuestas mostradas anteriormente. Se formaron archivos separados diferenciando el número de propuesta.

Simulación con propuesta de cambio de configuración mecánica

Utilizando la información mostrada en la sección anterior, se hicieron simulaciones para cada una de las propuestas de cambio de material. Para cada simulación, se preparó un archivo de configuración para declarar variables de entrada del modelo de simulación conteniendo los parámetros obtenidos en la sección anterior. En la Tabla 10 se muestran los valores capturados en el archivo de configuración para la Propuesta 1:

Tabla 10 Parámetros de variables declarados para Propuesta 1

Material	Característica	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5	Tubo 6	Tubo 7
Tubería	Diámetro	3.07	3.07	3.07	3.07	5.00	5.00	3.07
	Espesor	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
	Largo	11.35	16.90	21.73	47.00	16.00	16.00	11.35
	KI Factor	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
	Altura	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Densidad	283.39	283.39	283.39	283.39	283.39	283.39	283.39
	Cp	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
Conductividad térmica	12.65	12.65	12.65	12.65	12.65	12.65	12.65	
Aislante	Espesor	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
	Densidad	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	Cp	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Conductividad térmica	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Se graficó cada una de las simulaciones hechas para cada propuesta. En las siguientes figuras, la línea azul fue graficada con los datos obtenidos de la simulación del ciclado usando el modelo dinámico desarrollado, y la línea verde fue graficada con los datos de prueba. En la Figura 19 se observa la gráfica de comparación de dos ciclos de temperatura con la configuración mecánica de la Propuesta 1.

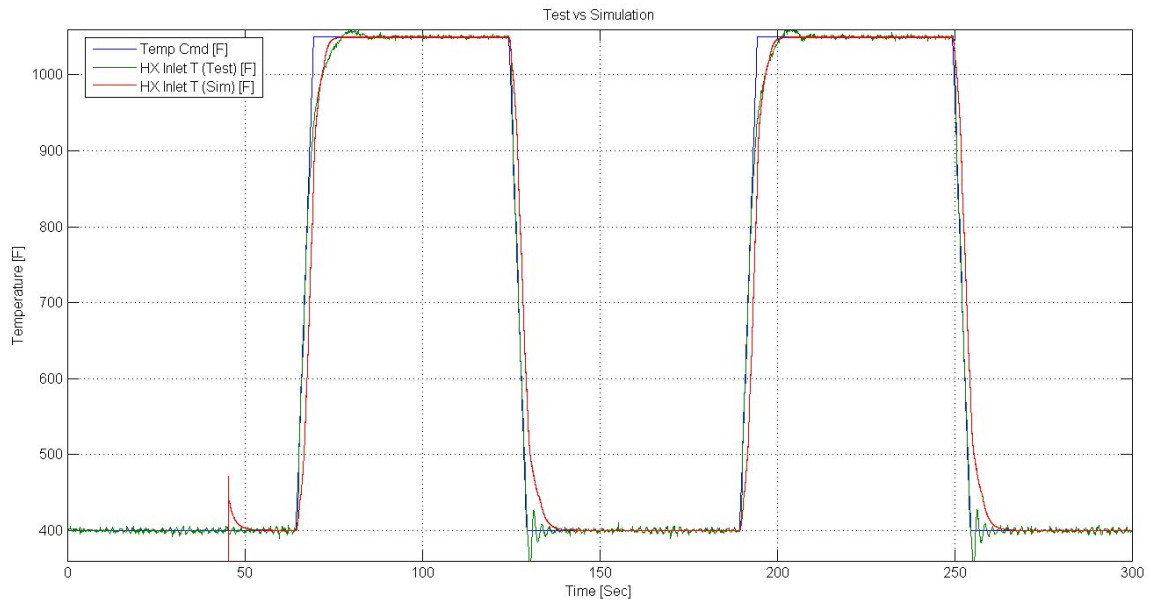


Figura 19 Propuesta 1 – Comparación de respuesta de temperatura de simulación vs datos de prueba

En la Tabla 11 se muestran los valores capturados en el archivo de configuración para la Propuesta 2:

Tabla 11 Parámetros de variables declarados para Propuesta 2

Material	Característica	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5	Tubo 6	Tubo 7
Tubería	Diámetro	3.07	3.07	3.07	3.07	5.00	5.00	3.07
	Espesor	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	Largo	11.35	16.90	21.73	47.00	16.00	16.00	11.35
	KI Factor	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
	Altura	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Densidad	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40
	Cp	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	Conductividad térmica	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00
Aislante	Espesor	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
	Densidad	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	Cp	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Conductividad térmica	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

En la Figura 20 se observa la gráfica de comparación de dos ciclos de temperatura con la configuración mecánica de la Propuesta 2.

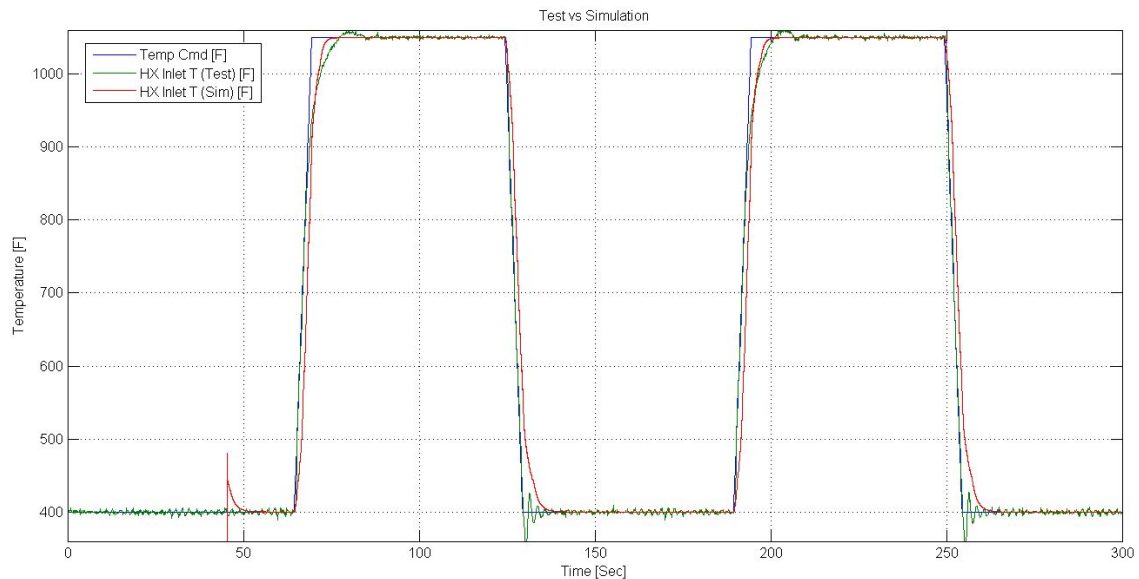


Figura 20 Propuesta 2 – Comparación de respuesta de temperatura de simulación vs datos de prueba

En la Tabla 12 se muestran los valores capturados en el archivo de configuración para la Propuesta 3:

Tabla 12 Parámetros de variables declarados para Propuesta 3

Material	Característica	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5	Tubo 6	Tubo 7
Tubería	Diámetro	3.07	3.07	3.07	3.07	5.00	5.00	3.07
	Espesor	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	Largo	11.35	16.90	21.73	47.00	16.00	16.00	11.35
	KI Factor	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
	Altura	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Densidad	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40
	Cp	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	Conductividad térmica	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00
Aislante	Espesor	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
	Densidad	5.99	5.99	5.99	5.99	5.99	5.99	5.99
	Cp	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
	Conductividad térmica	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00

En la Figura 21 se observa la gráfica de comparación de dos ciclos de temperatura con la configuración mecánica de la Propuesta 3.

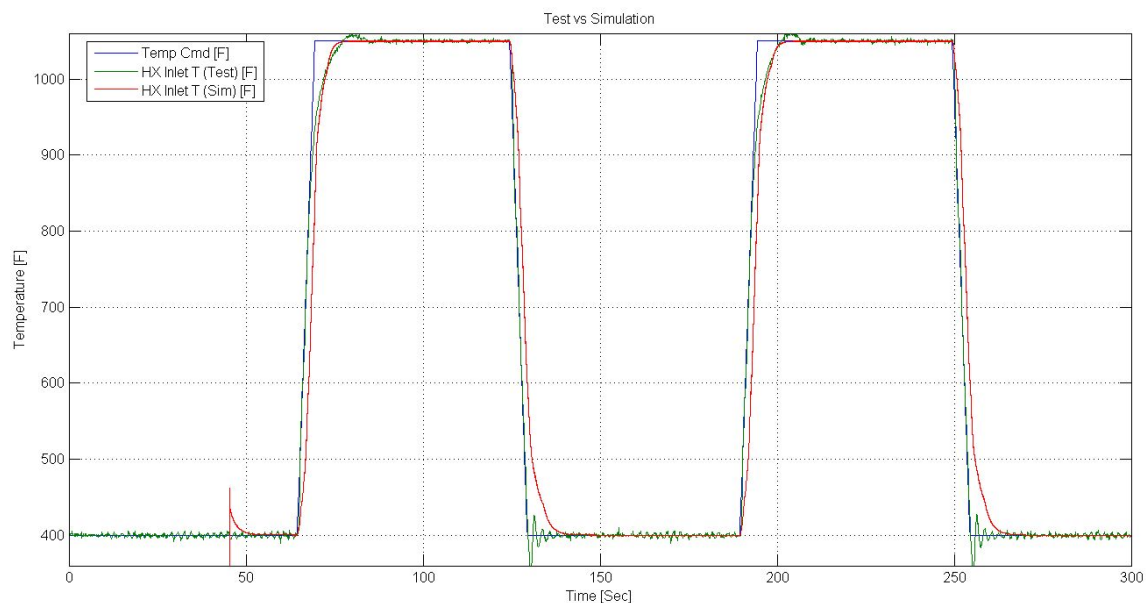


Figura 21 Propuesta 3 – Comparación de respuesta de temperatura de simulación vs datos de prueba

En la Tabla 13 se muestran los valores capturados en el archivo de configuración para la Propuesta 4:

Tabla 13 Parámetros de variables declarados para Propuesta 4

Material	Característica	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5	Tubo 6	Tubo 7
Tubería	Diámetro	3.07	3.07	3.07	3.07	5.00	5.00	3.07
	Espesor	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	Largo	11.35	16.90	21.73	47.00	16.00	16.00	11.35
	KI Factor	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
	Altura	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	Densidad	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40	518.40
	Cp	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13	0.13
	Conductividad térmica	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00	150.00
Aislante	Espesor	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
	Densidad	1.87	1.87	1.87	1.87	1.87	1.87	1.87
	Cp	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
	Conductividad térmica	3.33	3.33	3.33	3.33	3.33	3.33	3.33

En la Figura 22 se observa la gráfica de comparación de dos ciclos de temperatura con la configuración mecánica de la Propuesta 4.

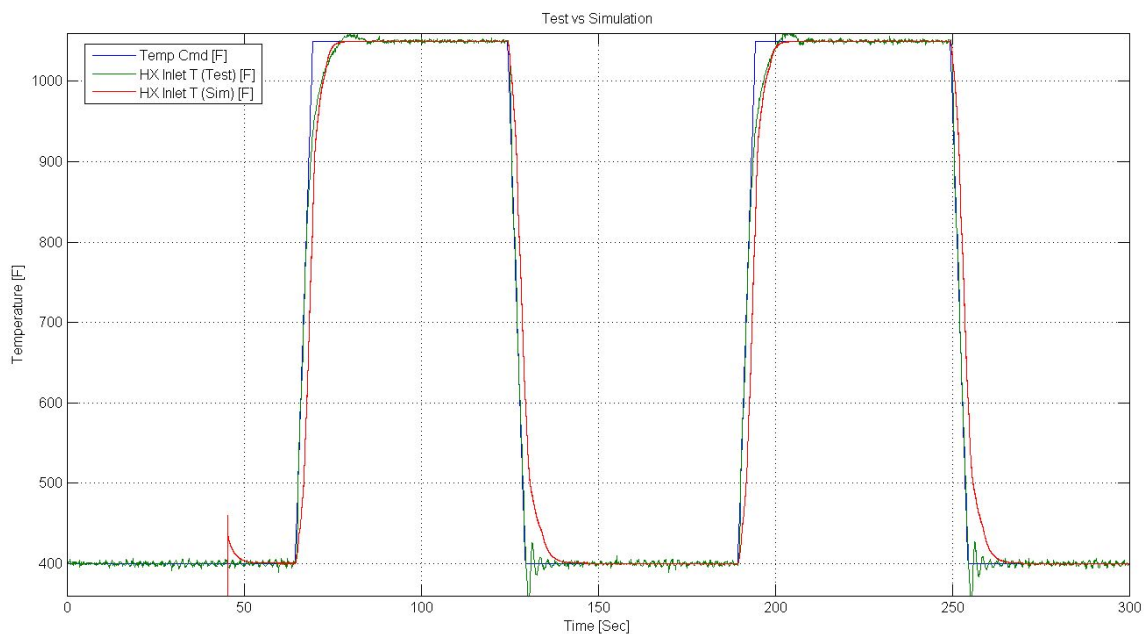


Figura 22 Propuesta 4 – Comparación de respuesta de temperatura de simulación vs datos de prueba

Los datos obtenidos de las simulaciones fueron guardados para ser analizados en la siguiente sección.

Evaluación de resultados

A continuación, se presentan los resultados obtenidos de la simulación usando las 4 propuestas de cambio de material. Para evaluar los resultados, se usaron los mismos datos de prueba mostrados en el Capítulo 4, al igual que la sección de 2 ciclos térmicos comandados por el modelo de control del banco de pruebas.

Usando la función de Matlab, se graficaron los datos obtenidos de la simulación de las propuestas en una misma figura, de esta manera, se hizo una comparación entre el tiempo de respuesta del ciclo de temperatura de las simulaciones y el tiempo de respuesta de los datos de prueba del 8 de marzo de 2019.

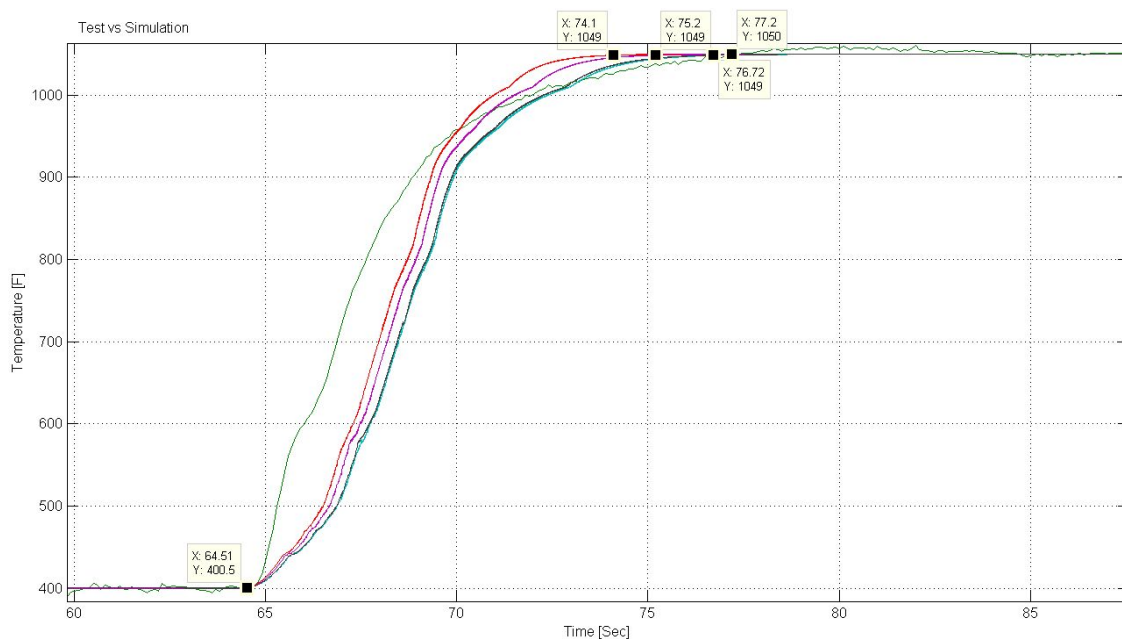


Figura 23 Gráfica de parte superior del ciclo simulado con Propuestas 1 a 4 vs datos de prueba del 8 de marzo de 2019.

Tabla 14 Tiempos de respuesta de ciclo de Propuestas 1 a 4

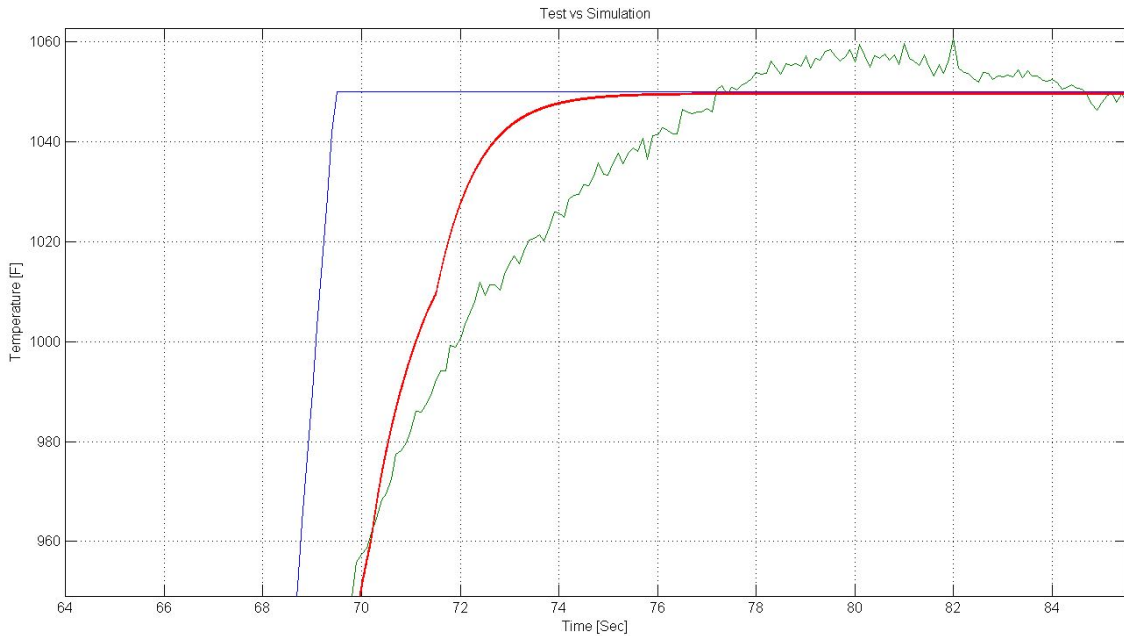
Material	Configuración	Descripción	Color	Tiempo 400 a 1050°F
Tubería	Propuesta 1	Titanium Grade 2	Lila	10.72 s
	Propuesta 2	Haynes 282 Alloy	Rojo	9.59 s
Aislante	Propuesta 3	Alumina Silicate	Aqua	12.09 s
	Propuesta 4	Superwool HT	Morado	12.21 s

Se puede observar que las Propuestas 3 y 4, que son las propuestas de cambio de material aislante, redujeron el tiempo de la sección inicial del ciclo en sólo 0.91 y 0.79 segundos respectivamente. En cambio, las Propuestas 1 y 2, que son las propuestas de cambio de material de tubería, redujeron el tiempo en 2.28 y 3.41 segundos respectivamente, siendo la Propuesta 2 la configuración mecánica con la que el tiempo de respuesta logró reducirse más.

Por los resultados de las simulaciones, se consideró la Propuesta 2 como la mejor respuesta al ciclo térmico simulado. Con esta configuración mecánica, se procedió a simular el ciclado de temperatura reduciendo el flujo total demandado por el sistema, esto con la finalidad de aprovechar la respuesta del sistema con la configuración mecánica propuesta y reducir el costo del proceso de ciclado disminuyendo el recurso de aire comprimido.

La Figura 24 muestra la simulación del ciclo térmico, con demanda de flujo de ciclado reducido a 190 lb-min, junto a la respuesta del sistema con datos de prueba del 8 de marzo de 2019.

Figura 24 Gráfica de parte superior del ciclo simulado con Propuestas 2, flujo del sistema de 190 lb-min vs datos de prueba del 8 de marzo de 2019.



La Tabla 15 muestra el costo estimado del material usado actualmente en la tubería del banco de pruebas y el de las Propuestas 1 y 2. Para hacer el cálculo del costo, se sumaron las longitudes de las secciones de tubería del banco de pruebas y se multiplicó por el costo por unidad.

Tabla 15 Costo estimado de material de Propuestas 1 y 2 vs costo del material de tubería actual

Configuración	Material	Longitud [ft]	Precio x ft [USD]	Costo [USD]	Referencia
Actual	SS PIPE GRADE TP 304	12	\$ 220.00	\$ 2,640.00	McMaster
Propuesta 1	Titanium Grade 2	12	\$ 800.00	\$ 9,600.00	TMS Titanium
Propuesta 2	Haynes 282 Alloy	12	\$ 1,000.00	\$ 12,000.00	HAYNES International

La Tabla 16 muestra el costo estimado del material usado de aislante actualmente y el de las Propuestas 3 y 4. Para hacer el cálculo del costo, se

sumaron las longitudes de las secciones de tubería, se calculó el área de la superficie de cada una y se multiplicó por el costo por unidad.

Tabla 16 Costo estimado de material de Propuestas 3 y 4 vs costo del material de aislante actual

Configuración	Material	Superficie [ft ²]	Precio x ft2 [USD]	Costo [USD]	Referencia
Actual	Fiberglass	25.13	\$ 60.00	\$ 1,507.96	McMaster
Propuesta 3	Alumina Silicate	25.13	\$ 68.00	\$ 1,709.03	McMaster
Propuesta 4	Superwool HT	25.13	\$ 100.00	\$ 2,513.27	Morgan Thermal Ceramics

En la Tabla 17 se muestra la estimación del costo de la implementación de la Propuesta 2. Se consideraron horas de trabajo del departamento de diseño, para el análisis y validación de los materiales, así como la elaboración de dibujos detallados del sistema. También, se incluyó el costo estimado del material de la tubería. Después, se agregaron los tiempos estimados de horas de trabajo para la fabricación y la instalación de la propuesta.

Tabla 17 Estimación de costo de implementación de Propuesta 2

#	Descripción	Qty	Unidad Costo	Unidad Labor	Horas	Costo Labor	Costo Material	Sub-total
1	Diseño	1	\$ -	40	40	\$ 1,600.00	\$ -	\$ 1,600.00
2	Tubería	12 ft	\$ 1,000.00	0	0	\$ -	\$ 12,000.00	\$ 12,000.00
3	Fabricación	1	\$ -	15	15	\$ 600.00	\$ -	\$ 600.00
4	Instalación	1	\$ -	8	8	\$ 320.00	\$ -	\$ 320.00
								\$ 14,520.00

La Tabla 18 muestra el detalle de cada una de las etapas del proceso de prueba de fatiga térmica, incluyendo la disminución de costo de cada una de las fases por la disminución de demanda de flujo del sistema por la implementación de la Propuesta 2. El costo total es de \$77,479.90 dólares por cada unidad, que significa una reducción de 16% del costo actual del proceso, como se detalló en el Capítulo 1.

Tabla 18 Desglose de costo de proceso de prueba por cada intercambiador de calor implementando Propuesta 2

Preparación			Pre-calentamiento			Intervalos de 200 ciclos			Apagado			Uso de laboratorio
Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	Flujo [lb-min]	Tiempo [hrs]	Costo [USD]	
150	0.75	\$ 185.63	175	0.5	\$ 144.63	130	6.94	\$ 1,492.23	200	0.5	\$ 165.29	8.69
50	0.75	\$ 61.88	75	0.5	\$ 61.98	60	6.94	\$ 688.72	100	0.5	\$ 82.65	
		\$ 247.51			\$ 206.62			\$ 2,180.95			\$ 247.94	\$ 2,883.02
											Costo de aire por HX [USD]	\$ 72,075.49
											Costo de uso de laboratorio por HX [USD]	\$ 2,521.39
											Total	\$ 77,479.90

Considerando que el número de unidades a probar en el laboratorio es de 15 (como se especifica en el Capítulo 1), así como la información de la Tabla 17 y la Tabla 18, se puede establecer que la inversión necesaria para aplicar la Propuesta 2 puede ser recuperada después de probar 1 intercambiador de calor, ya que el ahorro en el proceso es \$14,650 dólares, y el costo de la implementación es de \$14,500 dólares.

Conclusiones y Recomendaciones

Se logró desarrollar un modelo dinámico para simular el banco de pruebas del LIS donde se realizan las pruebas de fatiga térmica a intercambiadores de calor. Este modelo es capaz de usar propiedades, mecánicas y térmicas, de materiales como parámetros de entrada y así calcular caídas de presión y de temperatura a lo largo del sistema.

Con ayuda del modelo de simulación desarrollado, se propusieron cambios de material de tubería y aislamiento, con el fin de disminuir la pérdida de calor a través del sistema. Gracias al modelo dinámico, fue posible hacer diferentes iteraciones cambiando las propiedades de los materiales y manteniendo las condiciones físicas del sistema.

Se comprobó que el cambio de material aislante a la configuración mecánica actual del banco de pruebas repercute en menos del 3% de la respuesta del sistema a los cambios de comando de temperatura. También, se identificó que la aleación Haynes 282 posee las propiedades térmicas suficientes para que, al ser usado en la tubería del banco de pruebas, la respuesta al comando de temperatura sea 16% más rápida, en comparación de los datos de pruebas del 8 de marzo de 2019.

Basados en la estimación de costos del proceso de pruebas usando el material propuesto, y la estimación de costo de la implementación del cambio de configuración mecánica, se concluyó que el retorno de inversión podría lograrse después de probar 1 intercambiador de calor, ya que el ahorro en el proceso es \$14,650 dólares, y el costo de la implementación es de \$14,500 dólares.

Debido al alcance de la presente investigación, se recomienda realizar un análisis de expansión térmica y un análisis estructural al banco de pruebas con el cambio de material propuesto, usando software de diseño asistido por computadora como NX. De igual forma, se recomienda hacer una validación de

las simulaciones hechas por Matlab con software especializado en análisis de fluidos asistido por computadora.

Referencias

- Honeywell Aerospace (2008). *MX80-SIL-A350-0001: MRTC SIL A350 Modification Requirements*. Estados Unidos: George Packwood
- Honeywell Aerospace (2016a). *ERS-PROJ-AATS-0000137-B: Thermal Fatigue Test Procedure for IR&D Thermal Fatigue Improvement*. Estados Unidos: Lan Chen.
- Honeywell Aerospace (2016b). *Mechanical Design CDR: MP3 Thermal Fatigue Test*. Estados Unidos: Daniel Reyes.
- Honeywell Aerospace (2016c). *Mexicali Research and Technology Center Wiki*. Recuperado de <https://honeywellprod.sharepoint.com/>
- Honeywell Aerospace (2017). *ERS-ETS-TPLA-MT-000112-A Advance Technologies Heat Exchanger Thermal Fatigue Test Setup Improvements Report*. Estados Unidos: Carlos Terrazas.
- Askeland, D. (1998) *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. 3ra Edición. Estados Unidos: International Thomson Editores.
- National Institute of Building Sciences (2011). *Va Master Specifications (PG-18-1)*. Recuperado de: www.wbdg.org
- Gowelding (2011), Recuperado el 3 de marzo de 2019 de <http://gowelding.com/>
- ASTM A213/A213 – 10^a (2009). *Especificación que cubre estándares de fabricación para tubos sin costura de aleaciones austeníticas de acero para uso en calentadores de agua, supercalentadores e intercambiadores de calor*.

ASTM A312/A312M – 09 (2009). *Especificación que cubre estándares de fabricación y propiedades mecánicas para ductos soldados y sin costura de ductos de aleaciones austeníticas de acero.*

Austenitic Stainless Steel (s.f.). Recuperado el 9 de marzo de 2019 de <http://www.gowelding.com/met/austenitic.html>

Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., & Dewitt, D. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7ma ed. Estados Unidos: John Wiley & Sons.

BS EN 10216-5 (2005). *Estándar Británico para tubos de acero sin costura para sistemas presurizados*. Inglaterra.

Çengel, Y., Cimbala, J. (2006) *Mecánica de Fluidos. Fundamentos y Aplicaciones*. [Traducido al español de Fluid Mechanics. Fundamentals and Application]. México: McGraw Hill.

Delgado Camacho, E. (2011). *Diseño de ductos para la interfase entre el sistema de simulación de máquina principal y del sistema neumático de distribución bajo prueba en el laboratorio SIL*. (Proyecto terminal de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Aeroespacial). Centro de Enseñanza Técnica y Superior, Mexicali, Baja California, México.

Anexos

Densidad

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Viscosidad dinámica

$$\mu = \frac{\tau}{\gamma}$$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}$$

Número de Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Tabla 19. Ecuaciones de capa límite y sus condiciones de límite en dirección y en forma adimensional (Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt, 2011).

Capa límite	Ecuación de Conservación	Condiciones de Límite			Parámetro(s) Similares		
		Muro	Fluido Libre				
De velocidad	$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{dp^*}{dx^*} + \frac{1}{Re_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}$	E.1	$u^*(x^*, 0) = 0$	$u^*(x^*, \infty) = \frac{u_\infty(x^*)}{V}$	E.4	$Re_L = \frac{VL}{\nu}$	E.7
Térmica	$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}}$	E.2	$T^*(x^*, 0) = 0$	$T^*(x^*, \infty) = 1$	E.5	$Re_L Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	E.8
Concentración	$u^* \frac{\partial C_A^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial C_A^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Sc} \frac{\partial^2 C_A^*}{\partial y^{*2}}$	E.3	$C_A^*(x^*, 0) = 0$	$C_A^*(x^*, \infty) = 1$	E.6	$Re_L Sc = \frac{\nu}{D_{AB}}$	E.9

Tabla 20. Relaciones funcionales pertinentes a analogías de capas límite (Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt, 2011).

Flujo		Transferencia de Calor		Transferencia de Masa	
$u^* = f(x^*, y^*, Re_L, \frac{dp^*}{dx^*})$	E.10	$T^* = f(x^*, y^*, Re_L, Pr, \frac{dp^*}{dx^*})$	E.13	$C_A^* = f(x^*, y^*, Re_L, Sc, \frac{dp^*}{dx^*})$	E.17
$Cf = \frac{2}{Re_L} \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \Big _{y^*=0}$	E.11	$Nu = \frac{hL}{k} = + \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big _{y^*=0}$	E.14	$Sh = \frac{h_m L}{D_{AB}} = + \frac{\partial C_A^*}{\partial y^*} \Big _{y^*=0}$	E.18
$Cf = \frac{2}{Re_L} f(x^*, Re_L)$	E.12	$Nu = f(x^*, Re_L, Pr)$	E.15	$Sh = f(x^*, Re_L, Sc)$	E.19
		$Nu = f(Re_L, Pr)$	E.16	$Sh = f(Re_L, Sc)$	E.20

Tabla 21 Diagrama de Moody (Bergman, Lavina, Incropera y Dewitt, 2011)

