

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO

**Diseño de un Sistema de Refrigeración para Procesos de Moldeo por
Compresión**

Pablo David Estévez Villarroel

Tesis de grado presentada como requisito para la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Quito, 17 de octubre de 2008

**Universidad San Francisco de Quito
Colegio Politécnico**

HOJA DE APROBACIÓN DE TESIS

**Diseño de un Sistema de Refrigeración para Procesos de Moldeo por
Compresión**

Pablo David Estévez Villarroel

Victor H. Guerrero, Ph.D.
Director de la tesis

Fernando Romo, M.Sc.
Miembro Comité de Tesis

Laurent Sass, Ph.D.
Miembro Comité de Tesis

Victor H. Guerrero, Ph.D.
Miembro Comité de Tesis

Fernando Romo, M.Sc.
Decano del Colegio Politécnico

Quito, 17 de octubre de 2008

© Derechos de autor: Según la actual Ley de Propiedad Intelectual, Art. 5:

”el derecho de autor nace y se protege por el solo hecho de la creación de la obra, independientemente de su mérito, destino o modo de expresión... El reconocimiento de los derechos de autor y de los derechos conexos no está sometido a registro, depósito, ni al cumplimiento de formalidad alguna”

(Ecuador. Ley de Propiedad Intelectual, Art. 5)

Pablo David Estévez Villarroel

2008

DEDICATORIA
A Dios por su fidelidad
y a mis padres por su esfuerzo

AGRADECIMIENTOS

A mi familia, a Magus,
a Víctor Guerrero
y a las personas que saben que se lo merecen

RESUMEN

En este trabajo se diseñó un sistema de refrigeración para una prensa calefactora que moldea polímeros y compuestos de matriz polimérica por compresión. Se inició con una introducción a los materiales compuestos y sus técnicas de manufactura, seguida por la determinación de los requerimientos energéticos del enfriamiento de los moldes y el compuesto en la prensa, para así escoger la mejor alternativa entre una variedad de sistemas de refrigeración considerados. El sistema seleccionado fue uno de refrigeración por compresión. Posteriormente se diseñó el intercambiador de calor entre el fluido de trabajo y los moldes y se seleccionó los componentes del sistema de refrigeración basándose en un análisis termodinámico y de transferencia de calor en estado estable. El sistema de refrigeración fue simulado en estado transitorio utilizando un software de elementos finitos, para así validar su diseño. Adicionalmente, se realizó un análisis de mecánica de fluidos para diseñar la tubería y el evaporador del sistema de refrigeración y seleccionar la bomba. Para completar el proyecto, se diseñó un sistema para controlar la refrigeración automáticamente de modo que los moldes y el compuesto sean enfriados en condiciones apropiadas.

ABSTRACT

In this project a refrigeration system for a polymer and polymer matrix composite molding hot press was designed. The work begun with an introduction to composites and their manufacturing techniques, followed by the determination of the energetic requirements for cooling the mold and the composite in the press and the selection of the best alternative among a variety of refrigeration systems considered. A compression refrigeration system was selected. After this, the heat exchanger between the fluid and the molds was designed and the components of the refrigeration system were selected based on a steady state heat transfer and thermodynamic analysis with a subsequent optimization. Next, the design of the refrigeration system was validated by means of a simulation in transitory state using a finite element software. Additionally, a fluid mechanics analysis was performed in order to design the pipe and the evaporator for the refrigeration system and to select the pump. Finally, a system was designed to control the refrigeration automatically so that the cooling of the mold and the composite is achieved in appropriate conditions.

TABLA DE CONTENIDOS

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: MATERIALES COMPUESTOS Y SU MOLDEO POR COMPRESIÓN.....	3
1.1.POLÍMEROS.....	3
1.2.MATERIALES COMPUESTOS.....	8
1.2.1. TÉCNICAS DE MANUFACTURA PARA COMPUESTOS.....	11
1.2.1.1 MOLDEO POR COMPRESIÓN DE COMPUESTOS	
TERMOESTABLES.....	14
1.2.1.1.1. DISEÑO DEL MOLDE.....	16
1.2.1.1.2. PASOS DEL PROCESO.....	17
1.2.1.1.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL PROCESO.....	18
1.2.1.1.4. MOLDEO POR COMPRESIÓN DE COMPOSITES	
TERMOPLÁSTICOS.....	19
1.3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	22
1.3.1. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE ESTE PROYECTO.....	23
1.4. OBJETIVOS.....	24
CAPÍTULO 2: MÉTODOS Y PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.....	26
2.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	26
2.2. REQUERIMIENTOS FUNCIONALES DE EXTRACCIÓN DE CALOR DE MOLDES Y COMPUESTO.....	28
2.1.1. MODELO SIN PUENTE TÉRMICO.....	29
2.2.2. MODELO CON PUENTE TÉRMICO.....	34
2.3. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DEL SUBSISTEMA DE FLUIDOS.....	36
CAPÍTULO 3: DESARROLLO DEL DISEÑO.....	39
3.1. ANALISIS TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL MODELO 1.....	39
3.1.1. ANÁLISIS DE CIRCUITOS TÉRMICOS.....	40
3.2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL MODELO 2.....	47
3.3. OPTIMIZACIÓN DEL MODELO SELECCIONADO.....	51
3.4. ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS DEL MODELO DISEÑADO.....	54
3.5. DISEÑO DEL EVAPORADOR.....	63
3.6. CAÍDAS DE PRESIÓN DEL SISTEMA.....	70
CAPÍTULO 4: DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	76
4.1. TAREAS DEL CONTROL AUTOMÁTICO.....	76
4.2. COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO.....	79
4.2.1. PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR.....	82
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88

ANEXOS	91
ANEXO 1: CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN DEL SISTEMA A VARIAS TEMPERATURAS DE CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN.....	92
ANEXO 2: GUÍA RÁPIDA DE LOS PASOS SEGUIDOS EN EL ANÁLISIS TÉRMICO DE ELEMENTOS FINITOS.....	94
ANEXO 3:ESPECIFICACIONES DE LAS TERMOCUPLAS SELECCIONADAS.....	101
ANEXO 4: ESPECIFICACIONES DE LOS RELÉS SELECCIONADOS.....	103
ANEXO 5: ESPECIFICACIONES DE LOS AMPLIFICADORES DE SEÑAL SELECCIONADOS.....	107
ANEXO 6: CÓDIGO DE LA PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR.....	109
ANEXO 7: PLANOS DEL SISTEMA TÉRMICO.....	115
ANEXO 8: LAYOUT DE LOS CIRCUITOS DE CONTROL Y POTENCIA.....	131
ANEXO 9: COSTOS DE LOS COMPONENTES Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	135
 BIBLIOGRAFÍA.....	 137

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1. Estructuras de polímeros (Callister 106).....	4
Figura 1.2. Módulo de elasticidad de polímeros amorfos y cristalinos según su temperatura. .6	
Figura 1.3. Moldes utilizados en moleo de compuestos termoplásticos por compresión...17	
Figura 1.4. Pieza obtenida del moldeo por compresión de compuestos de matriz termoestable.....18	
Figura 1.5. Pieza de material compuesto moldeada por compresión.....18	
Figura 1.6. Prensa para moldear CLM por compresión.....19	
Figura 1.7. Moldes utilizados en moleo de compuestos termoplásticos por compresión.....20	
Figura 1.8. Piezas producidas mediante moldeo por compresión de compuestos de matriz termoplástica.....21	
Figura 1.9 Prensa para moldear compuestos de matriz polimérica termoplástica.....22	
Figura 1.10. Disposición y conexiones de subsistemas de fluidos, control automático, .transferencia de calor y refrigeración.....24	

CAPÍTULO 2

Figura 2.1. Modelo 1, que no incluye puente térmico.....29	
Figura 2.2. Piezas conectoras y placa refrigeradora.....31	
Figura 2.3. Vista frontal del modelo 1.....31	
Figura 2.4. Modelo a escala 1:1 de pieza conectora con placas separadoras de fluido con distancias óptimas entre sí.....32	
Figura 2.5. Modelo 2, que incluye puente térmico.....35	
Figura 2.6. Diagrama de los componentes del sistema de refrigeración.....38	

CAPÍTULO 3

Figura 3.1. Circuitos térmicos correspondientes a la parte superior del modelo 1.....41	
Figura 3.2. Analogía entre resistencia por conducción de calor entre tubos y orificios de placa refrigeradora.....42	
Figura 3.3. Circuitos térmicos para la parte inferior del modelo 1.....46	
Figura 3.4. Circuito térmico de la parte superior del modelo 2.....48	
Figura 3.5. Resultados del análisis térmico a los 30 s de iniciado el enfriamiento.....56	
Figura 3.6. Resultados del análisis térmico a los 300 s de iniciado el enfriamiento.....56	
Figura 3.7. Resultados del análisis térmico a los 570 s de iniciado el enfriamiento.....57	
Figura 3.8. Vista superior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.....58	
Figura 3.9. Vista inferior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.....59	
Figura 3.10. Arista superior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.....59	
Figura 3.11. Arista inferior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.....60	
Figura 3.12. Temperatura del compuesto moldeado a los 1200 s de iniciado el enfriamiento usando un molde, unas placas refrigeradoras y un puente térmico hechos de un acero AISI 1020 en lugar de aluminio 6061.....61	

Figura 3.13. Temperatura del compuesto moldeado a los 1140 s de iniciado el enfriamiento usando moldes de acero AISI 1020 y placas refrigeradoras y puente térmico hechos de aluminio 6061.....	62
Figura 3.14. Segmento del evaporador formado por tubería de cobre dentro del tanque.....	63
Figura 3.15. Corte transversal del banco de tubos en el tanque.....	66

CAPÍTULO 4

Figura 4.1. Localización de las termocuplas.....	80
Figura 4.2. Diagrama de flujo del código del microcontrolador.....	82
Figura 4.3 Simulación en PIC SIMULATOR IDE del sistema en estado de refrigeración y circulación del agua.....	85

LISTA DE TABLAS

CAPÍTULO 1

Tabla 1.1 Procesos de manufactura de materiales compuestos.....	13
---	----

CAPÍTULO 2

Tabla 2.1. Calores específicos de varios materiales.....	33
Tabla 2.2. Energía a extraer de los modelos.....	36

CAPÍTULO 3

Tabla 3.1. Resumen de características termodinámicas y geométricas de los modelos.....	54
Tabla 3.2. Caídas de presión del sistema.....	74

CAPÍTULO 4

Tabla 4.1 Tabulación de resultados de simulaciones de valores de temperatura en entradas de microprocesador y estado de las salidas.....	84
---	----

INTRODUCCIÓN

Los polímeros son materiales que pueden estar formados por cadenas moleculares muy largas o por macromoléculas, en consecuencia muestran propiedades mecánicas bastante interesantes para el diseño de distintos tipos de productos, piezas y accesorios. De allí que se constituyen en materiales primordiales en varias áreas de la industria, entre las cuales destacan la automotriz, naval, aeroespacial, etc. Las propiedades de los polímeros los convierten en una buena opción al momento de seleccionarlos para la manufactura de distintos productos ya que son atractivos desde el punto de vista ingenieril por poseer, por ejemplo, un módulo de Young relativamente alto. Por estas características, los polímeros son utilizados en materiales compuestos para de esta manera combinar sus propiedades con las de otro material y así obtener una combinación de propiedades térmicas y mecánicas única. Tomando en cuenta lo anterior, en estos días una inmensa variedad de productos, incluyendo piezas de ingeniería muy sofisticadas, es fabricada a partir de polímeros o de compuestos de matriz polimérica.

Los polímeros se pueden clasificar en termoplásticos, termoestables y elastómeros. En el procesamiento de polímeros termoplásticos se tiene una gama de opciones entre las que destacan extrusión, inyección, soplado, calandrado y el moldeo por compresión. Este último proceso es también utilizado en el procesamiento de compuestos de matriz polimérica. Una de las variables que determinan las propiedades finales del material moldeado por compresión es el tiempo durante el cual éste permanece expuesto a temperaturas que están sobre la temperatura de transición vítrea del polímero. Entonces, para controlar las propiedades del material y su estructura, es fundamental controlar su temperatura durante el proceso de fabricación de un determinado producto. No cabe duda que al momento de comercializarlo es esencial que la calidad del producto sea óptima, lo

cual se obtiene afectando directamente sus propiedades. Adicionalmente, cuando se trabaja con procesos de moldeo por compresión se busca conseguir una alta producción de piezas y mejorar la competitividad del proceso. Para esto hay que optimizar, y específicamente minimizar, el tiempo de fabricación. De esta manera, en un mismo lapso de tiempo se puede obtener un mayor número de productos y de mejor calidad. Es por esto que un control de temperatura en el moldeo de polímeros y compuestos de matriz polimérica da como resultado mejores propiedades de los mismos y a la vez la optimización del proceso que a su vez se traducen en competitividad empresarial.

En este proyecto se diseñará un sistema de refrigeración para controlar la temperatura de una prensa calefactora usada para el moldeo por compresión de polímeros y compuestos de matriz polimérica. Con este propósito se utilizará principios de termodinámica aplicada, transferencia de calor y diseño de sistemas ingenieriles partiendo de los parámetros representativos de las necesidades del proceso. El objeto fundamental de estudio es la interacción entre el material que está siendo moldeado en la prensa, los moldes que se usan para este efecto y el sistema que se encarga de evacuar el calor de moldes y material una vez que este ya ha sido conformado. Para ello, se simulará la transferencia de calor entre el compuesto y moldes de la prensa con el sistema de refrigeración modelado en un programa de elementos finitos para comprobar que actúe de la manera deseada ante varios requerimientos que se producen en el trabajo de la prensa.

CAPÍTULO 1

MATERIALES COMPUESTOS Y SU MOLDEO POR COMPRESIÓN

En este capítulo se describe de manera breve los polímeros, los materiales compuestos de matriz polimérica y sus técnicas de manufactura, dando énfasis al moldeo por compresión. Además se describe la función y se ilustra la importancia del sistema de refrigeración en esta técnica de manufactura para después determinar los objetivos de este proyecto de titulación.

1.1. POLÍMEROS

Los polímeros son materiales que están formados por grupos de átomos que constituyen unidades estructurales que se repiten. Su nombre viene de los vocablos griegos *poli* que significa varias y *mero* que significa partes. Estas macromoléculas son sintetizadas a partir de monómeros (moléculas simples) en un proceso llamado polimerización y se las caracteriza mediante su unidad que se repite a lo largo de su cadena. Estas unidades llamadas meros están unidas mediante enlaces covalentes, formando así las cadenas que a su vez se unen de manera aleatoria mediante enlaces de Van Der Waals. Estas cadenas pueden conformar moléculas gigantes que tienen pesos moleculares desde 10000 hasta 1000000 g/gmol (Askeland 326). Las cadenas anteriormente mencionadas son capaces de rotar y doblarse en tres dimensiones al aplicarles cargas.

Los polímeros cuyos meros son los mismos a lo largo de toda la estructura son llamados homopolímeros, mientras que los que presentan distintos meros son copolímeros. Los distintos meros en la estructura de los copolímeros pueden estar situados de manera

alternante, al azar o formando bloques (Callister 112). Hay que tomar en cuenta que en algunas ocasiones se presentan isómeros en este tipo de materiales los cuales no son más que moléculas de la misma composición pero de diferente configuración molecular. Es decir, están compuestas de los mismos átomos pero ubicados de manera distinta (Callister 107). En general, estos materiales son de baja densidad, aislantes eléctricos y resisten a la corrosión de manera aceptable (Askeland 326).

Se puede dividir a los polímeros dependiendo de su estructura molecular. De esta manera se tienen polímeros lineales que constan de cadenas simples como el polietileno y el PVC, polímeros ramificados que constan de cadenas con ramificaciones que están sujetas a una sola cadena, polímeros entrecruzados que se asemejan en estructura a los ramificados, con la diferencia que las ramas se juntan a dos cadenas principales mediante enlaces covalentes y polímeros interconectados en los que los meros forman redes tridimensionales (Callister 106). Las estructuras anteriores están ilustradas en la Figura 1.1, donde en la esquina superior izquierda está un polímero lineal, a su derecha uno ramificado mientras que abajo a la izquierda está un entrecruzado y a su lado un interconectado.

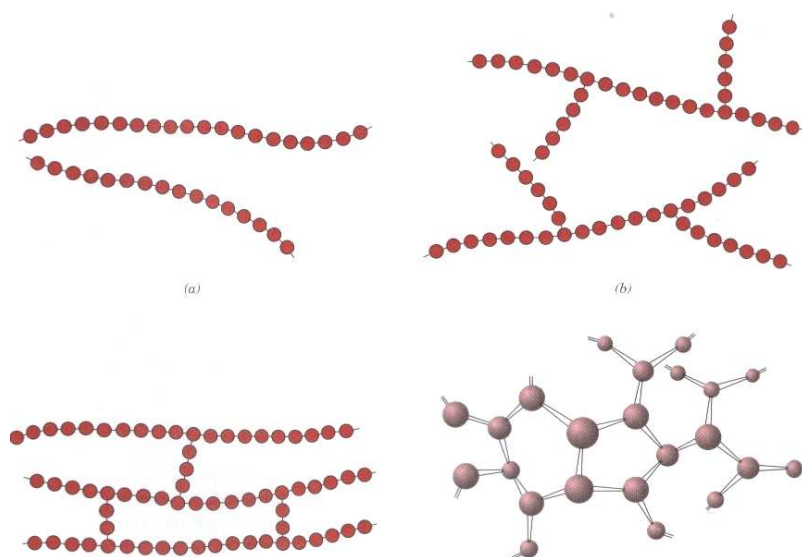


Figura 1.1. Estructuras de polímeros. (Callister 106)

Los polímeros también pueden ser ubicados en categorías dependiendo de su comportamiento al ser calentados. Así, de manera general, los termoplásticos después de haber sido solidificados pueden volver a fundirse al calentarse ya que se comportan, como su nombre lo estipula, de manera plástica a elevadas temperaturas. De manera práctica se suavizan al ser calentados y se endurecen al enfriarlos, siendo los procesos anteriores reversibles. La mayoría de polímeros lineales y ramificados pertenecen a esta categoría (Callister 111). En contraparte, los polímeros termoestables al ser calentados se endurecen de manera permanente haciendo imposible volver a su estado anterior sin que se presenten porciones amorfas o cristalinas. Al añadir calor a estos materiales ocurre la formación de enlaces covalentes entre las cadenas las cuales quedan ancladas impidiendo movimientos entre las mismas. Los polímeros entrecruzados e interconectados en su mayoría son parte de esta categoría, incluyendo resinas y cauchos (Callister 111).

El comportamiento de los polímeros termoplásticos al aplicarles cargas que produzcan deformaciones que sobrepasen la zona elástica, es decir, deformaciones permanentes, viene dado por el deslizamiento de las cadenas que los conforman, con el rompimiento de los enlaces de Van Der Waals. Al dejar de aplicar la carga las cadenas permanecen en sus nuevas posiciones produciéndose la deformación plástica. La facilidad para alcanzar este tipo de deformaciones viene dada por la viscosidad del polímero, que a su vez es función de la temperatura. A medida que la temperatura aumenta, baja la viscosidad del polímero y hace más factible la deformación permanente. Además de la viscosidad, la estructura de las cadenas de los polímeros termoplásticos también cambia con la temperatura. En particular, hay tres temperaturas que definen la estructura de las cadenas que conforman los polímeros. La primera de ellas es la temperatura de degradación, que determina la utilización del material, ya que sobre ella, los enlaces covalentes que juntan a los meros se rompen. La

segunda temperatura de importancia es la de fusión, presente solo en polímeros termoplásticos semicristalinos, y por encima de la cual se tiene un polímero líquido, que presenta un movimiento fácil entre las cadenas y que por lo tanto muestra un módulo de elasticidad que tiende a cero, lo cual, es una propiedad muy útil en procesos como el vaciado y el conformado. Si la temperatura del polímero termoplástico baja a valores inferiores a la de fusión, su viscosidad aumenta haciendo que se solidifique. En este estado plástico las cadenas están altamente enroscadas entre sí y existe un movimiento relativo entre ellas (que provoca deformaciones plásticas) por lo cual exhiben una gran deformación, propiedad aprovechada para procesos de extrusión por ejemplo. Cabe destacar que en un valor de temperatura inferior a la de fusión puede ocurrir cristalización, presentando el material una celda unitaria que se repite y describe la forma de las cadenas. Los polímeros cristalinos exhiben un módulo de elasticidad alto en comparación de los amorfos que son su contraparte, como lo muestra la Figura 1.2.

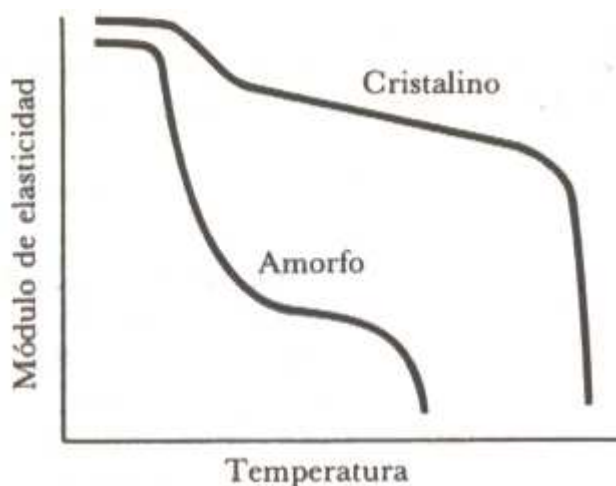


Figura 1.2. Módulo de elasticidad de polímeros amorfos y cristalinos según su temperatura.

(Askeland 342)

Los factores que determinan si la cristalinidad tiende a aumentar al enfriar un polímero termoplástico por debajo de la temperatura de fusión son: la velocidad de enfriamiento, que al ser alta favorece la formación de materiales amorfos; la estructura del polímero, ya que en caso de tener moléculas asimétricas beneficia a la cristalización; y por último, la deformación que puede producir que el material se cristalice. Retomando el análisis de las temperaturas que determinan las propiedades de los polímeros termoplásticos se tiene para los amorfos la temperatura de transición vítrea, sobre la cual exhiben un comportamiento flexible útil para procesos de producción como el moldeo por compresión y por debajo de ella se comportan, en contrapartida, de manera frágil (Askeland 337).

Completando los factores que determinan las propiedades de los polímeros termoplásticos se tiene el grado de polimerización, el tipo de monómeros y la cristalinidad. El grado de polimerización (que representa el tamaño promedio de las cadenas de un polímero) afecta la longitud de las cadenas, siendo directamente proporcional a la temperatura de fusión. El tipo de monómero establece el comportamiento mecánico del material ya que al ser la unidad estructural del mismo le confiere propiedades específicas. La cristalinidad se relaciona con la presencia de regiones cristalinas (con arreglos espaciales ordenados) entre las regiones amorfas. Los polímeros son parcialmente cristalinos y el grado de cristalización depende de la velocidad de enfriamiento al solidificarse y de la configuración de las cadenas. Una velocidad baja de enfriamiento desde la temperatura de fusión ayuda a que las cadenas puedan llegar a alinearse y formar arreglos elevando el grado de cristalización, caso contrario las cadenas presentan dificultades al momento de alinearse (Askeland 342).

En la naturaleza se presentan polímeros naturales que muestran grandes elongaciones cuando se les aplica una carga. Estos polímeros son llamados elastómeros y comúnmente se los conoce como cauchos o hules. El exhibir grandes deformaciones es posible gracias a que las cadenas moleculares se enrollan entre sí. Al aplicar una carga las cadenas se desenrollan

parcialmente y además deslizan entre sí, causando en primer lugar una deformación elástica - ya que al dejar de aplicar la carga las cadenas se enrollan nuevamente- y en segundo una deformación plástica sin la recuperación de la forma inicial como antes se explicó (Askeland 348).

1.2. MATERIALES COMPUESTOS

Al combinar dos o más materiales se tiene un material compuesto, o composite, que posee una combinación de propiedades que es imposible obtener solo con los materiales originales. Esto hace posible que se alcancen propiedades muy significativas de resistencia mecánica, densidad, rigidez y resistencia a la corrosión.

La mayoría de materiales compuestos constan de dos fases, una llamada matriz la cual es continua y envuelve la otra fase llamada fase dispersa. Las propiedades de los composites son función de sus fases constitutivas, de sus cantidades relativas y de la geometría de la fase dispersa que incluye la forma, orientación, distribución y tamaño (Callister 627).

Para formar los compuestos se parte de la matriz que es el material base y se lo puede reforzar con partículas, fibras o láminas de un segundo material, pudiendo obtenerse compuestos de dos clases: anisotrópicos o isotrópicos. La primera de las clases antes mencionada se caracteriza por partículas de un material duro y frágil que están dispersas en la matriz que es más blanda y dúctil siendo comúnmente tanto las partículas como la matriz de origen metálico. Las partículas son añadidas por dispersión y deben ser de un material que no se disuelva en la matriz, sino que se comporte de manera que sus partículas impidan el desplazamiento de las dislocaciones, dando un marcado endurecimiento. Como es lógico, para alcanzar propiedades uniformes en todas las direcciones, el material disperso debe ser añadido de manera uniforme y en la cantidad indicada (Askeland 365). Al aplicársele cargas a este tipo de compuestos el esfuerzo es transferido a las partículas y como estas son más

fuertes y rígidas que la matriz se produce un reforzamiento del material siempre y cuando haya un fuerte enlace entre las dos fases. Los compuestos reforzados con partículas se subdividen en compuestos de partículas grandes, en los cuales la fase dispersa modifica o mejora las propiedades mecánicas de la matriz e incluso en algunos casos están presentes solo para ocupar volumen con un material de menor costo. Como ejemplo de esto tenemos el concreto, que presenta cemento como matriz y arena y ripio como partículas. Por otra parte están los compuestos reforzados por dispersión, que generalmente son metales o aleaciones de metales endurecidos con partículas de materiales inertes que pueden ser metales o no metales (Callister 632).

Los compuestos reforzados con fibras constan de una matriz dúctil y una fase dispersa de fibras rígidas y fuertes que mejoran la resistencia, dando así un material con mayor resistencia al esfuerzo, a la fatiga, mejor relación resistencia/peso y mayor rigidez. Las fibras reforzantes pueden tener varias orientaciones tanto unidireccionales, ortogonales o incluso al azar. En caso de que el compuesto tenga fibras unidireccionales, éste muestra gran resistencia mecánica a cargas paralelas a las fibras contrastando este comportamiento con cargas en la dirección transversal. Por lo anterior, para tener una mayor isotropía se prefiere orientar las fibras de manera ortogonal. Los materiales que constituyen las fibras suelen ser fuertes, rígidos, ligeros y presentan una alta temperatura de fusión. En contraste, las matrices son de materiales tenaces y dúctiles para de esta manera poder transmitir la carga a las fibras y evitar que las grietas en las mismas se propaguen a todo el compuesto. Cabe recalcar que los compuestos con fibras discontinuas (orientadas al azar) tienen propiedades mecánicas muy difíciles de predecir. Este tipo de materiales compuestos ya han sido utilizados por varios siglos (como por ejemplo en los adobes con paja) y sus usos son tan variados, llegándose a utilizar una matriz polimérica con fibra de vidrio en el campo aeroespacial. Al momento de añadir las fibras a la matriz se tiene un límite superior de aproximadamente 80% de la masa

total del compuesto ya que pasando esta frontera la matriz es incapaz de rodear las fibras. A mayor fracción volumétrica de fibras se espera tener mayor resistencia y rigidez del compuesto (Askeland 372).

Los compuestos con matriz polimérica usualmente constan de un polímero como matriz y fibras que la refuerzan. Estos materiales se los utiliza en una gran cantidad de aplicaciones cuya diversidad es considerable debido a sus propiedades mecánicas a temperatura ambiente, facilidad de manufactura y costo. Dependiendo de las fibras que refuerzan al compuesto se tiene compuestos reforzados con fibra de vidrio que son muy populares en vista de que se puede utilizar una gran cantidad de técnicas de manufactura al producirlos, su relación entre módulo de elasticidad y densidad es muy alta y son resistentes a ambientes corrosivos por lo cual son utilizados en la industria marítima (Callister 645). Por otro lado se tiene los compuestos reforzados con fibras de carbono, los cuales presentan un alto módulo de elasticidad en relación a su densidad, incluso a altas temperaturas. Además, a temperatura ambiente las fibras de carbono no se ven afectadas por la humedad ni varias clases de ácidos o bases. Adicionalmente, los procesos de manufactura relacionados con estos compuestos son efectivos y de bajo costo. Este tipo de compuestos son utilizados en equipos deportivos y recreacionales e incluso en componentes estructurales en la industria aeroespacial. Además de compuestos reforzados con fibras de vidrio y fibras de carbono existen los composites reforzados con fibras aramidadas las cuales tienen un módulo de elasticidad extremadamente alto e incluso superior al de los metales. Los materiales aramidados más conocidos son el Kevlar y el Nomex. Estos materiales son resistentes a la combustión y estables en altas temperaturas, presentando propiedades constantes en un rango desde -200°C a 200°C . Las matrices poliméricas más utilizadas en estos compuestos son los poliésteres y las epóxicas. Las aplicaciones de estos compuestos son productos a prueba de balas e incluso en frenos automotrices (Callister 647). Los compuestos reforzados con carbono, fibra de vidrio, y

aramidas son muy comunes; sin embargo, también se han desarrollado refuerzos de boro, silicio, óxidos de aluminio. Para finalizar con los compuestos reforzados con fibras cabe destacar que la matriz polimérica determina la máxima temperatura de servicio del material en vista de que se funde o se degrada a una temperatura considerablemente inferior que el de las fibras. Las resinas poliméricas más utilizadas y a la vez menos costosas son los poliésteres y vinilésteres, en especial en compuestos reforzados con fibra de vidrio. Las resinas epóxicas son más caras y tienen varias aplicaciones en el área aeroespacial por el buen comportamiento mecánico y la resistencia a la corrosión que exhiben. Para aplicaciones de altas temperaturas se utilizan resinas poliamídicas por su estabilidad a temperaturas cercanas a 230°C. Para finalizar, hay materiales termoplásticos que tienen un gran potencial y son utilizados en varias aplicaciones como lo son el PEEK, PPS, PEI (Callister 649). En este trabajo se estudiarán procesos relacionados con los materiales compuestos de matriz polimérica aquí descritos.

Una clase diferente de compuestos son los laminares, obtenidos a partir de láminas o placas muy delgadas de distintos materiales. Estas láminas pueden ser recubrimientos muy delgados, superficies protectoras o incluso bimetales, entre otros. Con esto se obtiene, en algunos casos, mejor resistencia a la corrosión, al desgaste o simplemente una mejor apariencia. Algunas veces este tipo de compuestos presentan coeficientes de expansión térmica inusuales. Las láminas pueden estar unidas entre sí por un adhesivo orgánico. En algunos casos se colocan capas de materiales resistentes sobre materiales más suaves, como en los aceros endurecidos (Askeland 384).

1.2.1. TÉCNICAS DE MANUFACTURA PARA COMPUESTOS

A continuación se describirá brevemente las técnicas de manufactura que se utilizan con compuestos de matriz polimérica, poniendo especial atención en el moldeo por compresión dado que con este proceso trabaja la prensa para la cual se va a diseñar el sistema de

refrigeración objeto de este trabajo. Los siguientes párrafos, hasta el final de esta sección sobre materiales compuestos, están basados en el trabajo de Mazumdar, en el libro *Composites Manufacturing: Materials, Product and Process Engineering*.

En primer lugar, vale la pena destacar que en comparación con los metales, los materiales compuestos de matriz polimérica no requieren de alta presión y temperatura para ser procesados. Es por esto que se puede utilizar en ellos herramental de bajo costo y además se ahorra material en vista de que se minimizan los desperdicios en la manufactura. Al momento de procesar los compuestos se dispone de una gran cantidad de técnicas las cuales a su vez llevan consigo diferentes condiciones de procesamiento, herramientas, etc. Cada técnica tiene sus ventajas y desventajas no solo en costo sino también en los términos del procesamiento.

Tomando en cuenta lo anterior, al momento de seleccionar una técnica de manufactura para una materia prima en particular se tiene una gran cantidad de opciones entre las cuales se debe discernir usando varios criterios como son la velocidad de producción, el costo, la calidad de manufactura, el tamaño y la forma de la pieza. La velocidad de producción es determinante en varias industrias para ganar competitividad, de esta manera hay técnicas de procesamiento de compuestos para alto y bajo volumen de producción. El costo es un factor determinante en varios mercados que son muy sensibles a sus variaciones y está íntimamente relacionado al volumen de producción. La calidad y precisión de las piezas manufacturadas dependen de la aplicación para la cual van a ser requeridas. Está claro que el tamaño y la forma del producto final determinan el tipo de proceso a escoger ya que las técnicas de manufactura son aplicables solo a cierto tipo de piezas. La Tabla 1.1 (Mazumdar, 6.2.5) resume los procesos de manufactura más utilizados en la actualidad y los describe en términos de los criterios antes mencionados. A continuación se describen algunas características de los procesos de moldeo de compuesto de matriz termoplástica y termoestable.

Tabla 1.1. Procesos de manufactura de materiales compuestos.

Proceso	Velocidad	Costo	Resistencia mecánica	Tamaño	Forma	Materia prima
Bobinado	Variable	Variable	Elevada	Variable	Cilíndrica y asimétrica	Fibras continuas con resinas epoxy y poliéster
Pultrusión	Rápida	Mediana	Elevada en la dirección longitudinal	Largo sin restricciones y de pequeño a mediano en la sección transversal	Sección transversal constante	Fibras continuas usualmente con resinas poliéster y viniléster
Estratificación manual	Lenta	Alto	Elevada	Variable	De simple a compleja	Preimpregnados y fabricados con resina epóxica
Estratificación húmeda	Lenta	Medio	De media a Elevada	De medio a grande	De simple a compleja	Mats con resinas epóxicas y poliéster
Aspersión	De media a Elevada	Bajo	Baja	De pequeño a mediano	De simple a compleja	Fibras cortas con resina catalizadora
Moldeo por transferencia de resina	Media	De bajo a medio	Media	De pequeño a mediano	De simple a compleja	Preformados y fabricados con viniléster y epoxy
Moldeo estructural por inyección y reacción	Rápida	Bajo	Media	De pequeño a mediano	De simple a compleja	Fabricados o preformados con resina polisocianúrica
Moldeo por compresión	Elevada	Bajo	Media	De pequeño a mediano	De simple a compleja	Compuestos para moldeo
Estampado	Rápida	Medio	Media	Medio	De simple a contorneada	Fabricados impregnados con termoplásticos
Moldeo por inyección	Rápida	Bajo	De baja a media	Pequeño	Compleja	Pellets
Roll	De media	De bajo	Elevada	De pequeño	Tubular	Preimpregnados

Wrapping	a Elevada	a medio		a alto		
----------	-----------	---------	--	--------	--	--

1.2.1.1. MOLDEO POR COMPRESIÓN DE COMPUESTOS TERMOESTABLES

El moldeo por compresión es un proceso de manufactura de dos tipos de compuestos: los compuestos laminares de moldeo (llamados CLM por sus siglas en español y SMC por sus siglas en inglés) y los compuestos volumétricos de moldeo (conocidos como CVM o BMC en español e inglés respectivamente). La técnica de moldeo por compresión utilizando CLM es muy usada en la actualidad en el campo automotriz en vista de que se pueden obtener paneles de una manera más rápida y económica que mediante el estampado. Esto es posible ya que en el estampado hay varias etapas de prensado, contrastando con el moldeo por compresión, que en una sola etapa logra su objetivo, de esta manera es una técnica más rápida y económica. En adición a lo anterior, con los CLM se puede moldear con facilidad detalles en tres dimensiones sin procesos extra como soldadura y maquinado. La calidad de las superficies obtenidas por esta técnica es muy alta, dependiendo de la materia prima, logrando así alcanzar propiedades de primer nivel. Las aplicaciones de este proceso de manufactura van más allá de la industria automotriz incluyendo tubos, tinas de baño y hasta soportes para radiadores.

La materia prima de los CLM son la resina, las fibras y los rellenos. La resina es usualmente poliéster al cual se le añade fibra de vidrio y rellenos hasta en un 50%, dependiendo de las propiedades que se quieran obtener. Se le guarda en forma de rollos o de piezas rectangulares.

Al momento de fabricar la pieza, el CLM es cortado en piezas rectangulares que se colocan en la parte inferior de un molde de dos piezas. Esta cantidad de material del compuesto es llamada carga y la cantidad colocada depende de cuanto se vaya a expandir

(entre 30% y 90% de su área inicial) además del peso final de la pieza a manufacturar. Acto seguido se baja el molde superior a una velocidad que bordea los 40 mm/s. En este proceso de juntar los moldes la carga empieza a fluir llenando el espacio entre los moldes y desplazando el aire contenido en la carga misma y en el lugar antes mencionado. Los moldes se precalientan usualmente a 140°C y después de que el material alcance un buen grado de curado en un tiempo de uno a cuatro minutos se retira a la pieza. En esta técnica de manufactura se pueden presentar varias imperfecciones entre las cuales tenemos imperfecciones superficiales, ampollas y porosidades. Las porosidades son causadas por aire que queda atrapado en el material, mientras que las ampollas son causadas por sobrepresión. Otras imperfecciones son las líneas de soldadura que aparecen cuando dos frentes de carga que están fluyendo se encuentran en el molde, ocasionando así zonas con bajas propiedades mecánicas por el alineamiento de las fibras. También se tiene en este proceso la posibilidad de alabeo que es debido a los esfuerzos residuales que se producen en el material al ser enfriado. Esto ocurre en especial en piezas que tienen secciones transversales de diferente área ya que las de mayor superficie tienen un enfriamiento más lento.

En este tipo de proceso es fundamental controlar las dimensiones y repetibilidad de las piezas, por lo cual hay que tomar en cuenta varios factores que pueden afectarlas. Entre ellos están los siguientes:

- Paralelismo de la prensa.- las dimensiones de la pieza están directamente relacionadas con la tolerancia del paralelismo de la prensa por lo cual este factor es esencial al momento de elegir una prensa para un proceso en particular. Cabe destacar que en el mercado hay prensas con control muy avanzado que reducen en gran manera las tolerancias pero su precio es alto.

- Tolerancias del molde.- Cada herramienta y molde tiene sus propias tolerancias que al momento de la manufactura van a pasar a la pieza. Este factor se lo puede controlar de muy buena manera fabricando los moldes con máquinas herramientas de control numérico.
- Encogimiento del material.- Este fenómeno es producido por el curado de la resina y por la contracción térmica del material. Al momento de calentar al compuesto este se expande y al enfriarlo se encoge. De esta manera, si se deforma a dimensiones mayores o menores que las del molde, la pieza presenta expansión o encogimiento que deben estar entre los valores permitidos dependiendo de la aplicación.

La prensa para el moldeo por compresión de polímeros y compuestos del presente proyecto consta de sistemas de calentamiento, estructural y de compresión, cuyo diseño está detallado en el proyecto complementario de Asimbaya y Proaño citado en la sección de bibliografía.

1.2.1.1.1. DISEÑO DEL MOLDE

En el moldeo por compresión de debe diseñar el molde macho y el hembra tomando en cuenta las dimensiones de la pieza a ser manufacturadas. Además, no hay que dejar de lado que las dos mitades se deben acoplar de manera exacta y que deben dejar escapar el aire al momento en que la carga se expande llenando la cavidad. El material más común para los moldes es acero con recubrimiento de níquel o cromo para mejorar el acabado superficial de la pieza. Se considera también importante la rigidez de los moldes ya que a las presiones que se trabajan en este proceso (de 2 a 30 MPa) no se debe producir

deformaciones apreciables. En la Figura 1.3 se ilustran moldes utilizados en la producción de CLM.

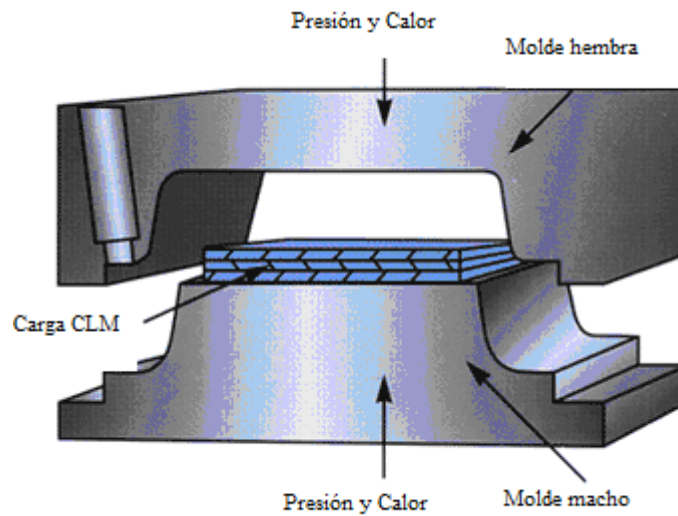


Figura 1.3. Moldes utilizados en moldeo de compuestos termoestables por compresión.

(<http://www.greenhulk.net/forums/showthread.php?t=22098>)

1.2.1.1.2. PASOS DEL PROCESO

- Se calcula la cantidad de carga con base en el peso y volumen final de la pieza.
- La carga es cortada en piezas de forma rectangular.
- Los moldes son precalentados a 140°C o a la temperatura que demande la resina.
- La carga es colocada en el molde inferior en la ubicación que el ingeniero de manufactura determine conveniente para que al momento de fluir el composite lo haga de manera uniforme.
- La mitad superior del molde es bajada a una rapidez aproximada de 40 mm/s para que la carga fluya de manera veloz.

- Después de curar la pieza por un lapso de uno a cuatro minutos se retira el molde superior liberando de esta forma la presión y dejando el producto listo para ser extraído.

En las Figuras 1.4 y 1.5 se aprecian productos manufacturados con este proceso



Figura 1.4. Pieza obtenida del moldeo por compresión de compuestos de matriz termoestable. (http://www.plastics-technology.com/contractors/semi_finished/lorenz/)



Figura 1.5. Pieza de material compuesto moldeada por compresión.

(<http://www.parkwayproducts.com/rubber.htm>)

1.2.1.1.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL PROCESO

El moldeo por compresión es un proceso de manufactura que presenta fortalezas, entre las cuales están la facilidad para producir grandes cantidades de piezas, bajo costo principalmente por su materia prima, buenos acabados superficiales, la posibilidad de

manufacturar en un solo molde varias piezas que van juntas y la rapidez del proceso en comparación con la manufactura de metales.

Esta técnica de manufactura también presenta debilidades que limitan su uso. En vista de que la inversión inicial es alta por los precios del equipo y los moldes, no se lo utiliza para producir un número reducido de partes. La Figura 1.7 muestra una prensa para moldear CLM por compresión.



Figura 1.6. Prensa para moldear CLM por compresión

(<http://techmachinery.com/upender.htm>)

1.2.1.2. MOLDEO POR COMPRESIÓN DE COMPOSITOS TERMOPLÁSTICOS

Esta técnica de manufactura es muy parecida al moldeo por compresión de compuestos termoestables, con la diferencia que la materia prima usada es un compuesto de matriz termoplástica, lo cual permite un menor tiempo de procesamiento. Esto ha llevado a que sea muy utilizado en la industria automotriz ya que al presentar ciclos de menos de 60 segundos por pieza es apto para producir un alto número de piezas. Además tiene aplicaciones tales como sillas de oficina y cascos.

La materia prima son compuestos principalmente con una matriz polimérica (usualmente polipropileno) reforzada con fibras de vidrio continuas y orientadas al azar. Este tipo de materia prima se la puede encontrar en el mercado en forma de láminas rectangulares cortadas en diferentes dimensiones y con pesos preestablecidos.

Los moldes usados para esta técnica son similares a los de moldeo por compresión de los CLM con la diferencia de que no son precalentados sino más bien enfriados en el proceso y además son hechos de acero común para herramientas con refuerzo en los costados para evitar el desgaste. El equipo completo consta de guías de trabajo pesado para los movimientos. En la Figura 1.7 se ilustra moldes utilizados en este proceso.

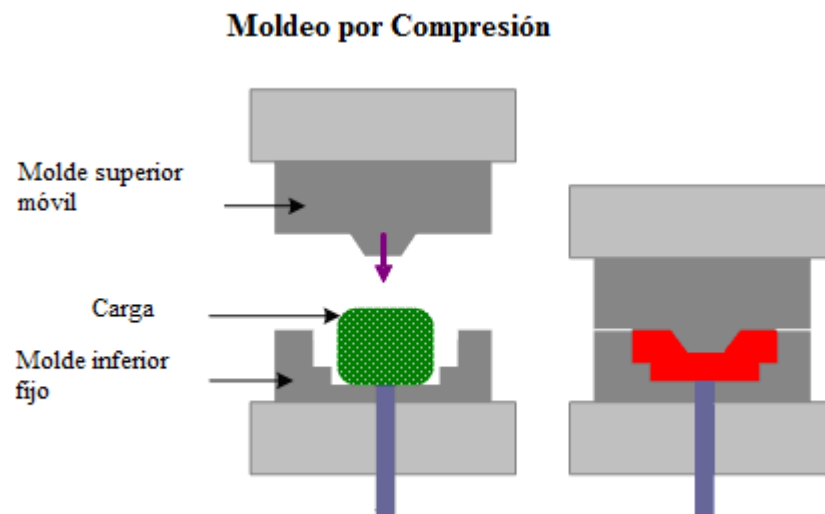


Figura 1.7. Moldes utilizados en moldeo de compuestos termoplásticos por compresión.

(http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=closed_mold_fabrication_of_polymer_matrix_composites)

El moldeo por compresión de compuestos de matriz polimérica termoplástica se inicia con el precalentamiento del compuesto en un horno hasta que llegue a una temperatura superior a la de fusión para de manera inmediata colocarlo en el molde inferior donde

ocupa generalmente la mitad del área. Después se baja el molde superior rápidamente y se lo mantiene al compuesto a presión hasta que solidifique sin calentar en ningún momento el molde. En vista de que el proceso es rápido suele ser automatizado para optimizarlo.

El calor es aplicado al compuesto por conducción, radiación o aire caliente antes de que llegue al molde, el cual es enfriado con agua durante el proceso para mantenerlo a temperaturas en un rango de 30°C a 60°C. La velocidad con que el molde superior baja después de ser colocado el compuesto en el molde inferior está alrededor de 80 mm/s, lo cual duplica el valor de la misma velocidad en el moldeo por compresión de CLM. La Figura 1.8 muestra productos obtenidos por este proceso.



Figura 1.8. Piezas producidas mediante moldeo por compresión de compuestos de matriz termoplástica. (www.rediweld.co.uk/moulding/index.asp)

Entre las ventajas de la utilización de este proceso se destacan la rapidez y el bajo número de herramientas que se utiliza. Sin embargo, las desventajas que exhibe el proceso son un acabado superficial de mediana calidad y una fuerte inversión inicial lo cual resulta en que solo puede ser utilizado en la producción de un alto número de piezas para que sea rentable. En la Figura 1.9 se muestra una prensa utilizada en este proceso.



Figura 1.9. Prensa para moldear compuestos de matriz polimérica termoplástica.

[\(http://www.macrodynepress.com/applications/plastic/\)](http://www.macrodynepress.com/applications/plastic/)

1.3. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En el moldeo por compresión de compuestos, el sistema de refrigeración tiene el papel de enfriar la parte producida para llevarla a una temperatura a la que se pueda manipular con facilidad, afectar las propiedades del compuesto y optimizar el proceso en términos de tiempo. Como ya se explicó en párrafos anteriores, una alta velocidad de refrigeración favorece la formación de un polímero amorfo. Adicionalmente, con la refrigeración el material producido llega a una temperatura apta para la manipulación sin protección en un menor tiempo con cual se lo puede manipular con mayor facilidad y el tiempo total del proceso de manufactura baja sustancialmente. Todo esto da como resultado competitividad en las propiedades del material producido y optimización del tiempo del proceso.

Las tareas anteriores se pueden efectuar evacuando el calor tanto de los moldes como del compuesto mediante un intercambiador de calor. La energía extraída la capta un fluido de trabajo al cual después se lo enfría para así recircularlo hacia el intercambiador de calor o caso contrario se lo desecha. En caso de recirculación, el enfriamiento del fluido de trabajo se lo realiza con un sistema de refrigeración.

El sistema de refrigeración completo, además de constar de los subsistemas de circulación y de refrigeración del fluido de trabajo e intercambiadores de calor, incluye el control automático que determina el comportamiento de todos los componentes mecánicos

y eléctricos para así cumplir el objetivo deseado. Los componentes de todos los subsistemas se los diseña o selecciona dependiendo de los parámetros con los que trabaja la prensa. A continuación se especifica las partes del sistema completo para este proyecto en particular.

1.3.1. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE ESTE PROYECTO

El diseño del sistema de refrigeración para la prensa del proyecto de titulación de Proaño y Asimbaya es el objetivo general de este trabajo. Dicha prensa moldea compuestos de matriz polimérica por compresión con moldes de $30 \times 30 \text{ cm}^2 \times 10 \text{ mm}$ que contienen un compuesto de $25 \times 25 \text{ cm}^2 \times 5 \text{ mm}$. El sistema de refrigeración completo debe constar de las siguientes partes:

- Intercambiador de calor para remover energía del compuesto y los moldes mediante un fluido de trabajo.
- Sistema de refrigeración que remueva la energía que el fluido de trabajo extrajo del compuesto y el molde.
- Bomba centrífuga que haga circular el fluido de trabajo a través de tubería que conecta el sistema de refrigeración con el intercambiador de calor.
- Control automático del sistema mediante, por ejemplo, un microcontrolador.
- Tanque que contenga al fluido de trabajo y al evaporador del sistema de refrigeración.

En la Figura 1.10 se ilustra la disposición de las partes antes mencionadas. Las líneas entrecortadas simbolizan la tubería por la cual se transporta el fluido de trabajo entre los

componentes mientras que las líneas de puntos y rayas expresan conexiones con los dispositivos de control automático.

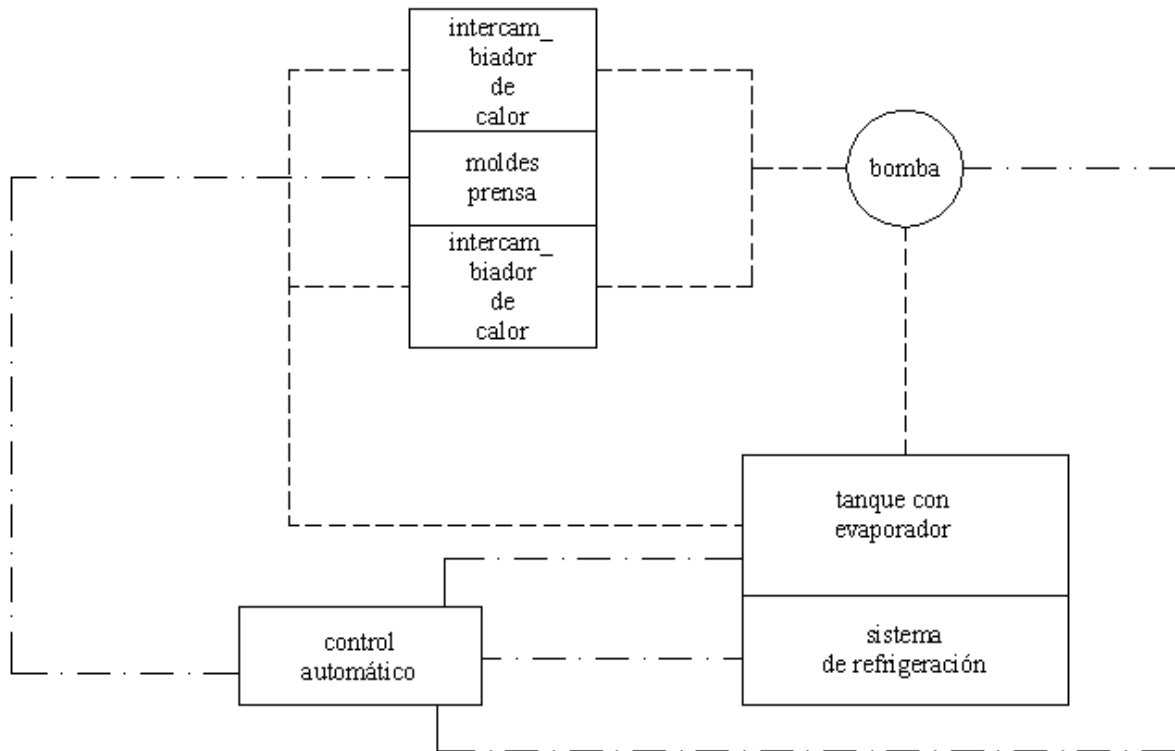


Figura 1.10. Disposición y conexiones de subsistemas de fluidos, control automático, transferencia de calor y refrigeración.

El diseño detallado de los intercambiadores de calor y la selección de los componentes se hará tomando en cuenta los requerimientos del sistema, factibilidad de construcción, costos y por supuesto el análisis termodinámico y de transferencia de calor. Además, se implementará control automático al sistema según sus necesidades de número de entradas y salidas, rapidez de respuesta del sistema y demás parámetros ineludibles al momento de diseñarlo.

1.4. OBJETIVOS

El objetivo general de este trabajo es:

Diseñar un sistema de refrigeración que satisfaga los requerimientos de una prensa empleada para el moldeo por compresión de polímeros y materiales compuestos de matriz polimérica.

Los objetivos específicos constituyen:

- Determinar los requerimientos funcionales del sistema de refrigeración a diseñar.
- Establecer las especificaciones requeridas para el diseño.
- Diseñar de manera detallada un sistema de refrigeración para procesos de moldeo por compresión.
- Simular el sistema de refrigeración diseñado para determinar su comportamiento ante diferentes condiciones de operación.
- Documentar y transferir los resultados.

El alcance del trabajo está dado por el deseo de complementar el proyecto de Proaño y Asimbaya donde se diseñó el sistema estructural y de calentamiento de la prensa con el diseño completo del sistema de refrigeración incluyendo todos los subsistemas de fluidos, térmicos y de control. Para esto se efectuarán análisis basados en los principios y leyes de la termodinámica, transferencia de calor, control automático y mecánica de fluidos. Además, se hará una retroalimentación al diseño de los moldes desde el punto de vista de transferencia de calor la cual puede servir como punto de partida para un análisis de mecánica de sólidos y térmico (de calentamiento) para un proyecto posterior.

CAPÍTULO 2

MÉTODOS Y PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

El presente capítulo presenta la metodología utilizada para el diseño de los subsistemas térmicos y de fluidos. Por este motivo se inicia con la formulación de las alternativas de diseño, continúa con las especificaciones que debe cumplir el sistema y termina con criterios para seleccionar la mejor alternativa.

2.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

A continuación se analizan las alternativas de diseño para el subsistema de refrigeración del fluido de trabajo. Al momento de diseñar un sistema de refrigeración se tiene principalmente la opción de escoger un sistema termoeléctrico o uno que trabaje bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, entendiendo naturalmente que cada sistema tiene sus respectivas ventajas y desventajas. Al momento de escoger a uno se tomará en cuenta sus distintas características y los requerimientos del sistema, que después de ser analizados darán a luz el sistema idóneo a ser diseñado para los requerimientos particulares de la prensa.

Los sistemas de refrigeración termoeléctrica son una aplicación del efecto Seebeck, descubierto en 1821. Este efecto, que combina fenómenos eléctricos y térmicos, se evidencia al formar un circuito cerrado con dos alambres hechos de diferentes metales. Al calentar uno de los nodos se produce una corriente en el circuito. De esta manera se puede generar energía eléctrica mediante energía térmica; sin embargo, para los propósitos de refrigeración se necesita el efecto contrario en vista de que se tiene como objetivo extraer calor. Este efecto inverso al Seebeck fue descubierto por Jean Charles Athanase Peltier en

1834 cuando notó que al hacer pasar corriente por un circuito de las características antes mencionadas se enfriaba un nodo. Este efecto, llamado Peltier, es la base del funcionamiento de los refrigeradores termoeléctricos. En la actualidad este tipo de refrigeradores se los ha comercializado para aplicaciones en las cuales las cantidades de calor a ser extraídas son usualmente bajas en comparación a los equipos que trabajan bajo el ciclo de refrigeración. Esto se debe a que los refrigeradores termoeléctricos tienen un bajo coeficiente de rendimiento COP (por sus siglas en inglés) (Cengel y Boles 634). Como fortaleza de estos sistemas está la versatilidad de absorber o emitir calor sin la necesidad de fluidos o partes móviles y su evidente debilidad es la baja tasa de extracción de calor. (Cengel 420)

La otra opción es un sistema de refrigeración por compresión de vapor que trabaja aproximadamente bajo el ciclo de refrigeración ideal. Dicho ciclo consta de cuatro procesos: una compresión isentrópica del gas en el compresor, una expulsión de calor en el condensador, estrangulamiento en la válvula o capilar y absorción de calor en el evaporador. Este ciclo es usado en aplicaciones de alta potencia incluyendo cuartos fríos y refrigeradores industriales.

Debido a que los sistemas de refrigeración termoeléctrica y por compresión de vapor presentan una marcada diferencia en la tasa de calor que pueden disipar del sistema a enfriar, el requerimiento del sistema va a ser excluyente al momento de decidir entre uno u otro. De esta manera, se empezará por determinar la tasa de calor a ser removida para un desempeño óptimo del intercambiador de calor que refrigera a los moldes y el compuesto.

2.2. REQUERIMIENTOS FUNCIONALES DE EXTRACCIÓN DE CALOR DE MOLDES Y COMPUESTO

Los requerimientos funcionales del sistema de refrigeración están relacionados con

enfriar el material manufacturado en una prensa de moldeo por compresión. Lo anterior comprende la cantidad de calor que se debe evacuar del material y de los moldes y el tiempo en que se debe realizar esta tarea. Específicamente, el sistema a ser diseñado va a trabajar en una prensa que moldea materiales poliméricos por compresión y su objetivo a cumplir es enfriar el material después que este ha sido manufacturado desde temperaturas cercanas a los 200°C hasta 50°C, dado que a esta temperatura el conjunto de moldes y compuesto puede ser manipulado directamente con las manos sin dificultad.

Las dimensiones y el material de los moldes ya fueron diseñados en el proyecto de titulación de Daniel Proaño y Manuel Asimbaya tomando en cuenta esfuerzos mecánicos al momento de prensado y calentamiento de los moldes y el compuesto. Por ser proyectos complementarios, en este estudio se dará una retroalimentación del diseño de los moldes desde el punto de vista de transferencia de calor al momento de la refrigeración.

Dos alternativas principales se presentan en el diseño de los moldes, dependiendo de si existe o no un puente térmico, el cual consiste en una pieza con forma de paralelepípedo por la cual fluye el calor que se está extrayendo del compuesto y los moldes. La ventaja de colocar esta pieza que no participa en el prensado es que se puede disminuir la dimensión de los moldes. Así, el puente térmico inicia el proceso de refrigeración a temperatura ambiente, por lo cual, con moldes de menor volumen (que inician el proceso de enfriamiento aproximadamente a 200 °C) la cantidad de energía a extraer es menor. Sin embargo, se introduce una nueva resistencia térmica por contacto entre el molde superior y la placa refrigeradora. A continuación se discuten ambas alternativas de manera detallada.

2.1.1. MODELO SIN PUENTE TÉRMICO

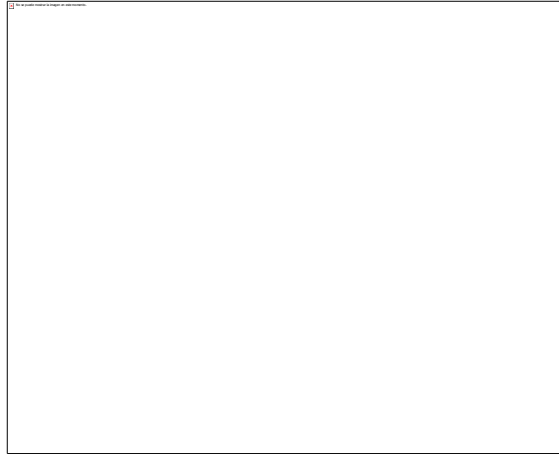


Figura 2.1. Modelo 1, que no incluye puente térmico.

Como se aprecia en la Figura 2.1, los moldes en este modelo, además de contener el compuesto, tienen contacto directo con las placas refrigeradoras tanto superior como inferior. Por estas placas va a pasar agua en vista de que es una sustancia con un alto calor específico, por lo cual puede absorber gran cantidad de calor, asumiendo:

- Condiciones de estado estable.
- Propiedades constantes en el tiempo y temperatura.

El calor absorbido por el fluido de trabajo es

$$Q_{\text{moldes}} = MC_p\Delta T$$

Donde Q_{moldes} es la energía, M es la masa, C_p es el calor específico y ΔT es la variación de temperatura.

La proporcionalidad directa entre la energía extraída por el fluido de trabajo y el calor específico del mismo hace que el agua sea el líquido idóneo para extraer el calor del compuesto y los moldes. Otra opción es utilizar monoetilglicol, conocido comúnmente como líquido refrigerante de radiador de automóvil; sin embargo, esta sustancia tiene un calor específico de 2344 KJ / (kg K) a 15°C por lo tanto es mucho menor el calor que

puede absorber en comparación del agua, que a la misma temperatura exhibe un calor específico de 4220 kJ/(kg K). Cabe recalcar que el monoetilglicol se utiliza en los radiadores para que al mezclarlo con agua baje la temperatura de fusión y suba la temperatura de ebullición del líquido en mención, sacrificando su calor específico. Tomando en cuenta que el rango de temperaturas en que va a trabajar el agua está entre los 25°C y 5°C, no es necesario mezclar agua con monoetilglicol puesto que esas temperaturas no van a inducir un cambio de fase en el líquido. Cabe recalcar que el agua exhibe un calor específico cuatro veces más alto que el refrigerante R 134a haciendo que no sea una buena opción hacer que este gas (utilizado ampliamente en sistemas de refrigeración por compresión) circule directamente por las placas refrigeradoras. Se escoge para el diseño del sistema completo que la temperatura del agua al momento de entrar a las placas de refrigeración sea de 5°C para que haya un alto gradiente de temperatura entre el compuesto (200°C) y el fluido de trabajo. Además, a esa temperatura no va a haber problemas de fusión. En conclusión, el agua es la sustancia que presenta las mejores propiedades en las temperaturas de trabajo de este proyecto, la disponibilidad y bajo costo lo convierten en el líquido ideal para ser el fluido de trabajo que pase por las placas refrigeradoras.

En detalle, las placas refrigeradoras van a ser paralelepípedos con una sección transversal cuadrada con lados de 27,4 cm, la altura será de 2,27 cm para que de esta manera se puedan hacer perforaciones de diámetro media pulgada para así crear los orificios donde va a fluir el agua en la estructura. En consecuencia se ocupa la menor cantidad de material posible. Este material debe ser resistente a la corrosión por la circulación de agua. La Figura 2.2 muestra un esquema de la placa refrigeradora (en verde) donde se muestra la pieza conectora para la circulación del fluido de trabajo (en rojo) a los orificios antes mencionados tanto de entrada como de salida del intercambiador de calor. El material escogido tanto para las placas como para la pieza conectora es la aleación de aluminio

6061 por su alta conductividad térmica, bajo costo, facilidad de manufactura, resistencia a la corrosión y disponibilidad en el mercado.

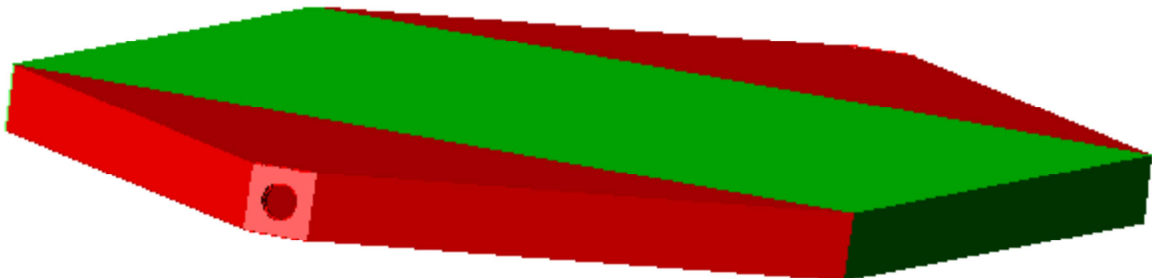


Figura 2.2. Piezas conectoras y placa refrigeradora.

La Figura 2.3 muestra una vista frontal del modelo completo incluyendo placas de refrigeración con sus respectivos orificios en los extremos superior e inferior, moldes junto a las placas, y el compuesto en el centro.

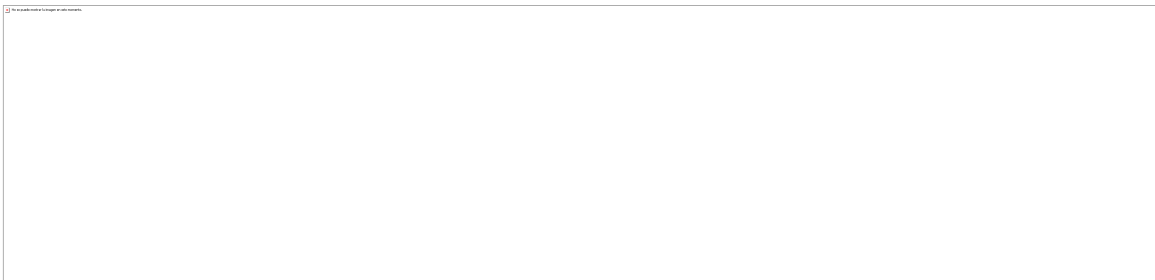


Figura 2.3. Vista frontal del modelo 1.

Para garantizar un flujo de agua uniforme entre los orificios de las placas refrigeradoras se colocaron placas separadoras de fluido en las piezas conectoras. Se ubicaron dos placas por cada pieza conectora a una distancia entre sí que reparte el flujo de manera equivalente. Dichas distancias, que constan en los planos del Anexo 9, se las obtuvo haciendo un

modelo a escala de las piezas conectoras para mediante prueba y error mover las placas hasta que estén distanciadas de manera óptima. En la Figura 2.4 se aprecia una foto del modelo a escala 1:1 con la pieza conectora en negro, las placas separadoras de fluido en celeste y con agua fluyendo a través de él.



Figura 2.4. Modelo a escala 1:1 de pieza conectora con placas separadoras de fluido situadas a distancias óptimas entre sí.

Para determinar el calor que hay que extraer del conjunto moldes-compuesto se empieza por establecer la energía a remover del material y de los moldes por separado para después sumarlas. Así, para determinar la energía a remover del compuesto de matriz polimérica se utilizará las propiedades del polietileno de mediana densidad en vista de que su calor específico es significativamente mayor que las fibras que lo pueden reforzar en diferentes compuestos, tal como se puede apreciar en la Tabla 2.1. De esta manera se diseña conservadoramente ya que se toma en cuenta el requerimiento de extracción de energía más alto entre materiales presentes en el material compuesto.

Tabla 2.1. Calores específicos de varios materiales.

Material	Calor específico (J / kg K)
----------	-----------------------------

Polietileno de mediana densidad	2300 (Callister A24)
Fibra de Vidrio	795 (Incropera 826)
Fibra de grafito	992 (Incropera 823)
Kevlar	1637(http://www.patentstorm.us/patents/5361806-description.html)

Por lo tanto, se calculará la cantidad de calor a remover de un volumen de polietileno igual al del compuesto. Asumiendo:

- Condiciones de estado estable
- Propiedades constantes

Así se tiene:

$$V_{pe} = \text{base} \cdot \text{altura} \cdot \text{profundidad}$$

$$V_{pe} = (25 \times 10^{-2} \text{m})^2 \cdot 5 \times 10^{-3} \text{m} = 3,13 \times 10^{-4} \text{m}^3$$

$$m_{pe} = V_{pe} \cdot \rho_{pe} = 3,13 \times 10^{-4} \text{m}^3 \cdot 925 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{pe} = 0,289 \text{kg}$$

$$Q_{pe} = m_{pe} C_{p_{pe}} \Delta T$$

$$Q_{pe} = 0,289 \text{kg} \cdot 2300 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 150 \text{K} = 99,726 \text{kJ}$$

Donde V_{pe} es el volumen del polietileno, m_{pe} es la masa del polietileno, Q_{pe} es la energía a remover del polietileno, base, altura y profundidad son las dimensiones del compuesto, $C_{p_{pe}}$ es el calor específico del polietileno, ΔT es la variación de temperatura.

Para determinar la energía a remover de los moldes se toma en cuenta que el material de los mismos es la aleación de aluminio 6061, resistente a la corrosión y muy popular en el mercado. Con esa consideración sobre las propiedades el cálculo es análogo al anterior.

$$\begin{aligned}
 V_{\text{moldes}} &= \text{base} \cdot \text{altura} \cdot \text{profundidad} \\
 V_{\text{moldes}} &= (25 \times 10^{-2} \text{m})^2 \cdot 35 \times 10^{-3} \text{m} \\
 V_{\text{moldes}} &= 0,002188 \text{m}^3 \\
 m_{\text{moldes}} &= V_{\text{moldes}} \cdot \rho_{\text{moldes}} = 0,002188 \text{m}^3 \cdot 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 m_{\text{moldes}} &= 5,9 \text{kg} \\
 Q_{\text{moldes}} &= m C_{p_{\text{al}}} \Delta T \\
 Q_{\text{moldes}} &= 5,9 \text{kg} \cdot 896 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 150 \text{K} \\
 Q_{\text{moldes}} &= 793,8 \text{KJ}
 \end{aligned}$$

Donde m_{moldes} es la masa de los moldes, V_{moldes} es el volumen de los moldes, ρ_{moldes} es la densidad del aluminio, Q_{molde} es la energía a remover de los moldes, $C_{p_{\text{al}}}$ es el calor específico del aluminio, y base, altura y profundidad son las dimensiones de los dos moldes juntos y ΔT es la variación de temperatura.

De aquí que la energía total a remover es la suma de las dos anteriores

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{total}} &= Q_{\text{moldes}} + Q_{\text{pe}} \\
 Q_{\text{total}} &= 893,526 \text{KJ}
 \end{aligned}$$

2.2.2. MODELO CON PUENTE TÉRMICO

En vista de que hay una gran cantidad de energía a remover de los moldes, a continuación se plantea un modelo en el que se reduce este factor para así disminuir la cantidad de energía a extraer por parte del sistema de refrigeración. El modelo con puente térmico tiene iguales dimensiones del compuesto y no así de los moldes; sin embargo, consta de un puente térmico que presenta una resistencia extra al flujo de calor desde el compuesto al fluido de trabajo en comparación al primer modelo. Para minimizar esta resistencia se escoge la aleación de aluminio 6061 como material del puente térmico por su alta conductividad térmica. Las placas de refrigeración no presentan cambios en este modelo como lo muestra la Figura 2.5

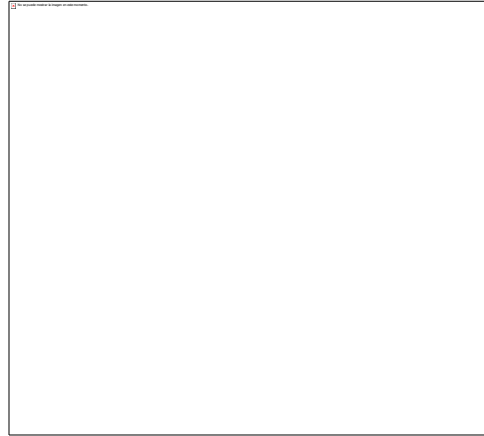


Figura 2.5. Modelo 2, que incluye puente térmico.

Para determinar la cantidad de calor que hay que extraer en este modelo se hace los mismos cálculos que para el anterior. No hay variación en la energía a remover del compuesto en comparación con el modelo 1 en vista de que no varía el volumen, el cambio de temperatura ni las propiedades del material.

Por otra parte, las dimensiones de los moldes si cambian, por lo cual la energía a extraer de los moldes se calcula asumiendo: (1) Condiciones de estado estable y (2) Propiedades constantes. Así:

$$\begin{aligned}
 V_{\text{moldes}} &= \text{base} \cdot \text{altura} \cdot \text{profundidad} \\
 V_{\text{moldes}} &= (25 \times 10^{-2} \text{m})^2 \cdot 20 \times 10^{-3} \text{m} \\
 V_{\text{moldes}} &= 0,00125 \text{m}^3 \\
 m_{\text{moldes}} &= V_{\text{moldes}} \cdot \rho_{\text{moldes}} = 0,00125 \text{m}^3 \cdot 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 m_{\text{moldes}} &= 3,375 \text{kg} \\
 Q_{\text{moldes}} &= m C_{p_{\text{al}}} \Delta T \\
 Q_{\text{moldes}} &= 3,375 \text{kg} \cdot 896 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 150 \text{K} \\
 Q_{\text{moldes}} &= 453,6 \text{KJ}
 \end{aligned}$$

Donde m_{moldes} es la masa de los moldes, V_{moldes} es el volumen de los moldes, ρ_{moldes} es la densidad del aluminio, Q_{moldes} es la energía a remover de los moldes, $C_{p_{\text{al}}}$ es el calor específico del aluminio, base, altura y profundidad son las dimensiones de los dos moldes

juntos y ΔT es la variación de temperatura.

De aquí que la energía total a remover de este modelo es

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{moldes}} + Q_{\text{pe}}$$

$$Q_{\text{total}} = 553,326\text{kJ}$$

Los valores de energía a extraer de los modelos se resumen en la Tabla 2.2. Para determinar la tasa de transferencia de calor de los modelos se utilizará el análisis de circuitos térmicos, completando de esta manera los requerimientos funcionales del sistema. Posteriormente, con ese resultado, se determinará el tiempo de enfriamiento mediante principios termodinámicos. Todos estos análisis constan en el Capítulo 3, donde se escogerá a la mejor alternativa con base efectividad termodinámica. Posteriormente, el modelo escogido será optimizado y sus dimensiones finales constarán en planos.

Tabla 2.2. Energía a extraer de los modelos sin y con puente térmico.

Modelo	Energía a extraer (kJ)
1	893,526
2	553, 326

2.3. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS DEL SUBSISTEMA DE FLUIDOS

La energía acumulada en los materiales durante el proceso de moldeo por compresión se la va a remover mediante las placas refrigeradoras, usando el agua que pasa por ellas. Por lo anterior, se debe bombear el líquido y para ello se utiliza la bomba presentada en el diagrama del sistema completo que ya se mostró en la sección de descripción del sistema. La bomba debe ser centrífuga en vista de que va a trabajar con agua y además su precio debe ser conveniente. Con estos antecedentes se seleccionó como primera aproximación la

bomba Paolo Pkm 60-1 que da un caudal de 40 l/min y una altura de bombeo específica de $H = 40$ m (131,12 ft). Esta bomba trabaja con una tubería de cobre de media pulgada de diámetro la misma que será la que la una con el tanque y con las placas refrigeradoras. Se ha escogido el cobre como material para la tubería por su facilidad de conexión con la bomba y capacidad de doblarse para dar forma al circuito.

El cálculo de las caídas de presión que van a tener lugar en las placas refrigeradoras, el serpentín, las tuberías y conexiones va a confirmar que la selección anterior haya sido correcta. Dicho cálculo se lo realizará aplicando los principios de caída de presión por rozamiento interno del fluido y las paredes tanto para el flujo de agua por la tubería, por los intercambiadores de calor y conexiones. Además, se analizará la caída de presión dentro del tanque que contiene al serpentín con la teoría de bancos de tubos.

Para finalizar el capítulo en la Figura 2.6 (que no está a escala para mayor claridad) se muestra en verde los moldes que contienen al compuesto, en rojo las placas refrigeradoras, en celeste el puente térmico, en gris la tubería que transporta el agua, en amarillo la bomba del fluido de trabajo, en verde el tanque de agua y en café los tubos del sistema de refrigeración; no se muestran el compresor, el condensador ni la válvula de expansión. Esta ilustración permite visualizar de mejor manera cómo están dispuestos los componentes del sistema a diseñar.

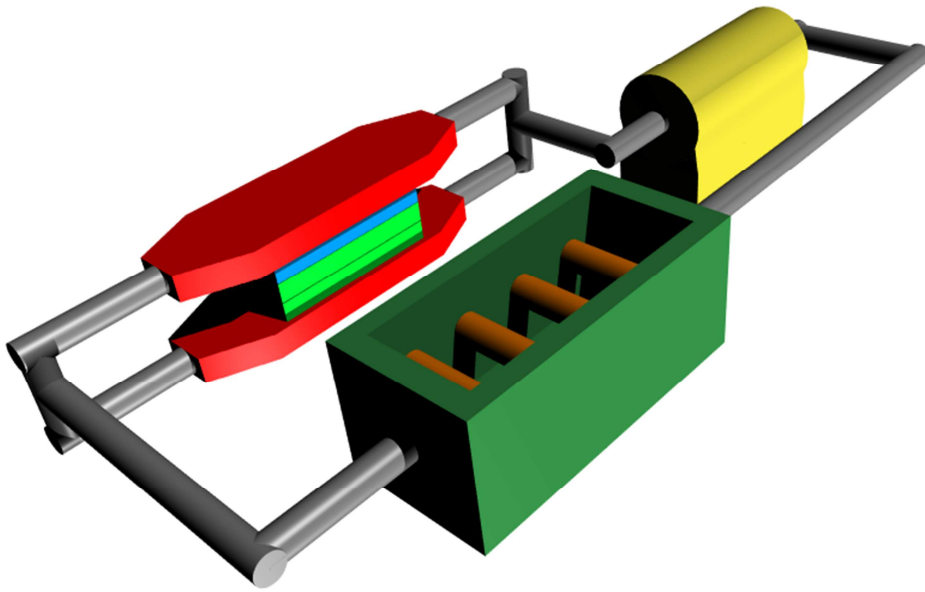


Figura 2.6. Diagrama de los componentes del sistema de refrigeración.

CAPÍTULO 3

DESARROLLO DEL DISEÑO

En este capítulo se presenta el diseño del intercambiador de calor entre el compuesto y los moldes con el fluido de trabajo, lo cual comprende una primera aproximación de circuitos térmicos a la respuesta termodinámica y de transferencia de calor de los modelos considerados. Acto seguido se muestra la selección de la mejor alternativa con su respectiva optimización, para finalizar con la simulación en un programa de elementos finitos y la validación del diseño realizado. Además, se diseña el evaporador mediante la teoría de banco de tubos y tomando en cuenta los requerimientos del sistema. Por último, se selecciona la bomba del subsistema de fluidos considerando la caída de presión del sistema.

3.1. ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL MODELO 1

Para el diseño del intercambiador de calor que enfríe a los moldes y el compuesto se va a analizar los modelos antes expuestos en dos fases. Se iniciará con un análisis unidimensional usando circuitos térmicos para calcular la tasa de calor y el tiempo de enfriamiento de los modelos. De esta manera, se efectúa un análisis termodinámico y de transferencia de calor en estado estable para determinar el tiempo de enfriamiento y la tasa de extracción de energía, parámetros fundamentales del diseño del intercambiador de calor. Después de esa primera aproximación se seleccionará un modelo que deberá trabajar en conjunto con el sistema de refrigeración, de modo que la energía ganada por el agua en el intercambiador de calor sea extraída por el sistema de refrigeración. Posteriormente, el modelo seleccionado se someterá a un análisis de elementos finitos en COSMOSWorks 2007 para así determinar su respuesta

transitoria, además del tiempo de refrigeración en el que tanto moldes como compuesto llegan a la temperatura deseada de 50°C para de esta manera validar el diseño.

3.1.1. ANÁLISIS DE CIRCUITOS TÉRMICOS

El análisis de transferencia de calor por circuitos térmicos se basa en la analogía que existe entre la ley de Ohm $\Delta V = IR$ (donde la diferencia de voltaje es igual al producto de la corriente y la resistencia) y la conducción de calor a través de una superficie homogénea, donde $\Delta T = QR$ (Mills 10). En el primer caso, la diferencia de potencial genera un flujo de electrones a través de una resistencia eléctrica; en el segundo, una diferencia de temperaturas genera un flujo de calor a través de una resistencia térmica. De esa manera se puede analizar problemas de transferencia de calor en estado estable para tener una primera aproximación del fenómeno real, haciendo un modelo de circuitos térmicos que consta de resistencias al flujo de calor que pasa a través de ellas, que a su vez es producido por una diferencia de temperaturas. En el siguiente párrafo se va a efectuar el análisis antes descrito en el modelo 1.

La tasa de calor que se transmite desde el compuesto y los moldes hacia el fluido de trabajo se calculará mediante el análisis de circuitos térmicos que corresponde al modelo 1. Con ese fin se divide a la tasa antes mencionada en dos: (1) la superior, que va del compuesto a la placa refrigeradora superior, y (2) la inferior, que va del compuesto a la placa refrigeradora inferior. La Figura 3.1 muestra la analogía entre los circuitos térmicos y el modelo en cuestión para la parte superior, la cual será analizada. En virtud de la simetría del modelo, se considerará la transferencia de calor que ocurre con un solo orificio de la placa de refrigeración tanto superior como inferior para después multiplicar por el número de orificios de las placas y poder estimar el efecto de todo el intercambiador de calor. La nomenclatura usada en la figura 2.5 se la utilizará en los posteriores cálculos, y se hace notar que las dimensiones están en milímetros.

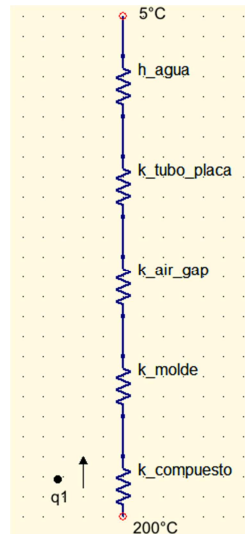


Figura 3.1. Circuito térmico correspondiente a la parte superior del modelo 1.

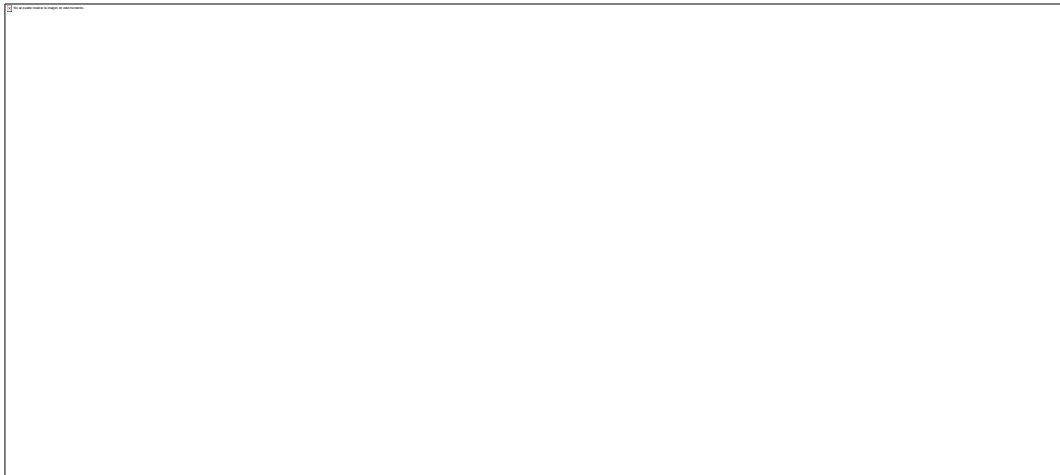
El circuito térmico de este modelo se lo ha planteado asumiendo:

- Condiciones de estado estable.
- Conducción y convección en una dimensión y por lo tanto despreciable transferencia de calor con las paredes del molde.
- Propiedades constantes.
- Radiación hacia los exteriores despreciable.

Como se puede ver en el diagrama, las resistencias térmicas que se oponen al flujo de calor desde el compuesto hacia el agua de las placas son:

- Resistencia por conducción en el compuesto, donde L_1 es la mitad de la altura del composite, es decir 2,5 mm.
- Resistencia por conducción en el molde, donde la altura del mismo es L_2 .
- Resistencia por contacto entre las superficies del molde y la placa refrigeradora. Dado que las dos superficies son de aluminio, la resistencia de contacto térmico por unidad de área es de 0,00015 a 0,0005 $\text{m}^2/(\text{WK})$ (Incropera 94). Con el fin de hacer el modelo lo más conservador posible se toma el máximo valor.

- Resistencia por conducción en la placa refrigeradora. En este caso se considera como aproximación una resistencia por conducción en tubos debido a la forma cilíndrica de los orificios en las placas tomando como radio externo e interno las distancias que se



muestran en la Figura 3.2.

Figura 3.2. Analogía entre resistencia por conducción de calor entre tubos y orificios de placa refrigeradora.

- Resistencia por convección entre la superficie de los orificios de las placas y el agua que circula por estos orificios. Para calcular esta resistencia es necesario calcular el coeficiente de convección para esta situación en particular, empezando por establecer los números adimensionales relacionados con la transferencia de calor de la siguiente manera:

Número de Reynolds

$$\begin{aligned}
 R_{eD} &= \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \\
 \dot{m} &= 0,667 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 \mu &= 1422 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \\
 R_{eD} &= \frac{4 \cdot 0,333 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,27 \times 10^{-2} \text{m} \cdot \pi \cdot 1422 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 23498,6 \rightarrow \text{flujoturbulento}
 \end{aligned}$$

Donde R_{eD} es el número de Reynolds, m es el flujo de masa de la agua y μ es la viscosidad dinámica de la agua a la temperatura de trabajo.

A este flujo se lo considera interno por el hecho de que está completamente rodeado por la superficie de la placa. Dado el valor del número de Reynolds mayor que 10000, se considera flujo turbulento (Incropera 435).

Acto seguido se calcula el número de Nusselt, para lo cual hay que determinar primero el factor de fricción del rozamiento entre la superficie y el fluido. Con este fin se consultó el diagrama de Moody partiendo de la rugosidad del material y del diámetro del orificio. También se consultó el número de Prandtl para el agua a 5°C, que es la temperatura de trabajo, y de la misma manera la rugosidad del aluminio.

$$\begin{aligned}
 \text{Pr} &= 9 @ 5^\circ\text{C} \\
 \bar{Nu}_D &= \frac{\frac{f}{8} \cdot R_{eD} \cdot \text{Pr}}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{0,5} \cdot (\text{Pr}^{(2/3)} - 1)} \\
 \frac{\varepsilon}{d} &= \frac{0,00033 \text{m}}{1,27 \times 10^{-2} \text{m}} \\
 \frac{\varepsilon}{d} &= 0,02598 \\
 \text{del Diagrama de Moody } f &= 0,055 \\
 \bar{Nu}_D &= \frac{\frac{0,055}{8} \cdot 23498,6 \cdot 9}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,055}{8}\right)^{0,5} \cdot (9^{(2/3)} - 1)} \\
 \bar{Nu}_D &= 317,937
 \end{aligned}$$

Donde Pr es el número de Prandtl, Nu_D es el número de Nusselt, ϵ es la rugosidad del aluminio, D es el diámetro del orificio, f es el factor de fricción.

Todas las propiedades anteriores se las consultó en el 2001 ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) Handbook Fundamentals.

Para finalizar, se calcula el coeficiente de convección promedio para el orificio, que es función del número de Nusselt, el diámetro del orificio y la conductividad térmica del agua. Cabe recalcar que este coeficiente de convección es válido para las placas superior e inferior por presentarse las mismas condiciones. Se tiene entonces:

$$h_a = \frac{Nu_D \cdot k}{D}$$

$$h_a = \frac{317,937 \cdot 582 \times 10^{-3} \text{ W}}{1,27 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ K}} = 14570 \frac{\text{ W}}{\text{ m}^2 \text{ K}}$$

Donde h_a es el coeficiente de convección.

Se procede entonces a calcular la tasa de flujo de energía hacia la placa superior:

$$R_{tot1} = \frac{L_1}{k_{pe}A} + \frac{L_2}{k_{al}A} + \frac{5 \times 10^{-4}}{A} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{hA}$$

$$R_{tot1} = \frac{2,5 \times 10^{-3} \text{ K}}{3,175 \times 10^{-3} \cdot 0,31 \text{ W}} + \frac{25 \times 10^{-3} \text{ K}}{186 \cdot 3,175 \times 10^{-3} \text{ W}}$$

$$+ \frac{5 \times 10^{-4} \text{ K}}{3,175 \times 10^{-3} \text{ W}} + \frac{\ln(0,9521/0,6325) \text{ K}}{2\pi \cdot 25 \times 10^{-2} \cdot 186 \text{ W}} + \frac{1 \text{ K}}{14570,2 \cdot 3,175 \times 10^{-3} \text{ W}}$$

$$R_{tot1} = 2,54 + 0,0423 + 0,1574 + 0,0014 + 0,0216$$

$$R_{tot1} = 2,76 \frac{\text{ K}}{\text{ W}}$$

$$q_1 = 195/2,76 = 70,57 \text{ W}$$

Donde R_{tot1} es la resistencia térmica total al flujo de calor del compuesto hacia el agua, k_{pe} es la conductividad térmica del polietileno a 175°C , k_{al} es la conductividad térmica del aluminio a 175°C , q_1 es la tasa de energía que se transfiere del molde al agua

De manera análoga se calcula la tasa de flujo de energía que se transfiere del compuesto y los moldes hacia el agua de la placa inferior. En este caso se presentan las siguientes resistencias térmicas:

- Resistencia por conducción en el compuesto, donde $L1$ es la mitad de la altura del composite, es decir 2,5 mm.
- Resistencia por conducción en el molde, donde $L2$ es la altura del mismo.
- Resistencia por contacto entre las superficies del molde y la placa. Dado que las dos superficies son de aluminio, la resistencia de contacto térmico por unidad de área es de 0,00015 a 0,0005 $\text{m}^2 / (\text{WK})$ (Incropera, 94). Con el fin de hacer el modelo lo más conservador posible se toma el máximo valor.
- Resistencia por conducción en la placa refrigeradora. Al igual que en la placa superior, con la aproximación de la forma de tubo.
- Resistencia por convección entre la superficie de los orificios de las placas y el agua. Esta es la misma de la placa superior.

La Figura 3.3 muestra el circuito térmico correspondiente.

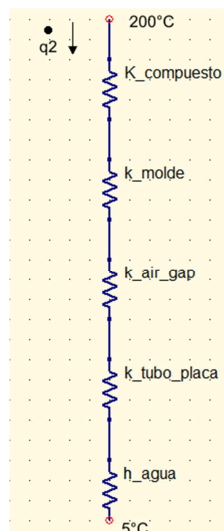


Figura 3.3. Circuito térmico para la parte inferior del modelo 1.

Se tiene entonces:

$$R_{\text{tot}2} = \frac{L_1}{k_{pe}A} + \frac{L_2}{k_{al}A} + \frac{5 \times 10^{-4}}{A} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{hA}$$

$$R_{\text{tot}2} = 2,54 + \frac{10 \times 10^{-3} \text{K}}{186 \cdot 3,175 \times 10^{-3} \text{W}} + 0,1574 + 0,0014 + 0,0216 = 2,73 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$q_2 = \frac{195}{2,73} = 71,23 \text{W}$$

Donde $R_{\text{tot}2}$ es la resistencia térmica total al flujo de calor del compuesto hacia el agua, k_{pe} es la conductividad térmica del polietileno a 175°C , k_{al} es la conductividad térmica del aluminio a 175°C , q_2 es la tasa de energía que se transfiere del molde al agua.

El número máximo de orificios de media pulgada que se puede taladrar en la placa de las dimensiones antes mostradas es de 16, dejando así más de medio centímetro de espacio entre ellos y haciendo posible su taladrado o fresado. La máxima tasa de transferencia de calor que se puede entonces producir corresponde a 16 orificios en la placa superior e inferior, lo que resultaría en:

$$\text{Para la placa superior, para los 16 orificios: } \dot{q}_{\text{tot}1} = (70,57 \text{ w})16 = 1129,28 \text{ w}$$

$$\text{Para la placa inferior, para los 16 orificios: } \dot{q}_{\text{tot}2} = (71,23 \text{ w})16 = 1139,8 \text{ w}$$

$$\dot{q}_{\text{tot}} = \dot{q}_{\text{tot}1} + \dot{q}_{\text{tot}2} = 2269,07 \text{ w}$$

Donde \dot{q}_{tot} es la tasa total de transferencia de calor máxima del modelo 1.

Lo que disipa el calor del modelo 1 en un tiempo de enfriamiento de

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{moldes}} + Q_{pe}$$

$$Q_{\text{total}} = 893,526 \text{KJ}$$

$$\text{tiempo de enfriamiento} = \frac{Q_{\text{total}}}{\dot{q}_{\text{tot}}}$$

$$\text{tiempo de enfriamiento} = \frac{893526 \text{J}}{2269,07 \text{W}}$$

$$\text{tiempo de enfriamiento} = 393,785 \text{segundos} = 6,56 \text{min}$$

Con la tasa de transferencia de calor y el tiempo de enfriamiento de este modelo se tienen dos parámetros determinantes en el comportamiento termodinámico del mismo con

lo cual se lo comparará con el modelo 2.

3.2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL MODELO 2

El análisis de circuitos térmicos que se realizó en el modelo 1 se lo repetirá para el modelo 2 tomando en cuenta las mismas propiedades del agua que circula y del material tanto de las placas, moldes y compuesto. Lo anterior implica un coeficiente de convección igual entre los modelos. La Figura 3.4 muestra la nomenclatura a usarse en los cálculos del modelo 2.



Figura 3.4. Circuito térmico de la parte superior del modelo 2.

El circuito térmico de este modelo se lo ha planteado asumiendo que, al igual que en el modelo anterior, se tiene:

- Condiciones de estado estable.
- Conducción y convección en una dimensión y por lo tanto despreciable transferencia de calor con las paredes del molde.
- Propiedades constantes.

- Radiación hacia los exteriores despreciable.

Las resistencias térmicas para el flujo de calor del compuesto hacia el fluido de trabajo son:

- Resistencia por conducción en el compuesto, donde L_1 es la mitad de la altura del composite.
- Resistencia por conducción en el molde, donde L_2 es la altura del mismo.
- Resistencia por contacto entre las superficies del molde y el puente térmico. De nuevo se utiliza el valor de $0,0005 \text{ m}^2/(\text{WK})$ (Incropera 94) para tener un modelo conservador.
- Resistencia por conducción en el puente térmico, donde L_3 es su altura.
- Resistencia por contacto entre las superficies del puente térmico y la placa, con el mismo valor de $0,0005 \text{ m}^2 / (\text{W K})$ por las razones antes expuestas.
- Resistencia por conducción en la placa refrigeradora con la aproximación en la forma de tubo.
- Resistencia por convección entre la superficie de los orificios de las placas y el agua.

El cálculo de la tasa de energía que se disipa en por un tubo de la placa superior es:

$$R_{\text{tot1}} = \frac{L_1}{k_{pe}A} + \frac{L_2}{k_{al}A} + \frac{L_3}{k_{al}A} + \frac{2 \cdot 5 \times 10^{-4}}{A} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{hA}$$

$$R_{\text{tot1}} = \frac{2,5 \times 10^{-3} \text{K}}{3,175 \times 10^{-3} \cdot 0,31 \text{W}} + \frac{10 \times 10^{-3} \text{K}}{186 \cdot 3,175 \times 10^{-3} \text{W}}$$

$$+ \frac{15 \times 10^{-3} \text{K}}{186 \cdot 3,175 \times 10^{-3} \text{W}} + \frac{5 \times 10^{-4} \text{K}}{3,175 \times 10^{-3} \text{W}} + \frac{\ln(0,9521/0,6325) \text{K}}{2\pi \cdot 25 \times 10^{-2} \cdot 186 \text{W}} + \frac{1 \text{K}}{145702 \cdot 3,81 \times 10^{-3} \text{W}}$$

$$R_{\text{tot1}} = 2,54 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0,01693 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0,0254 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 2 \cdot 0,1574 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0,0014 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0,0216 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{\text{tot1}} = 2,9 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$q_1 = 195/2,9 = 67,12 \text{W}$$

Donde R_{tot1} es la resistencia térmica total al flujo de calor del compuesto hacia el agua, k_{pe} es la conductividad térmica del polietileno a $175^{\circ}C$, k_{al} es la conductividad térmica del aluminio a $175^{\circ}C$, q_1 es la tasa de energía que se transfiere del compuesto al agua

Para la transferencia de calor por unidad de tiempo que se da desde el compuesto y los moldes hacia el agua de la placa de refrigeración inferior no hay ningún cambio en relación al modelo anterior.

Por ello $q_2 = 71,23W$, donde \dot{q}_2 es la tasa de transferencia de energía del compuesto al agua.

Tomando en cuenta las mismas condiciones de máxima transferencia de calor que se expuso en el modelo 1, la máxima tasa de transferencia de energía para este modelo es:

En la placa superior:

$$\text{Para los 16 tubos } \dot{q}_{tot1} = 67,12W \cdot 16 = 1074,05W$$

Y sumando la tasa de calor de la placa inferior

$$\dot{q}_{tot2} = 71,23W \cdot 16 = 1139,8W$$

$$\dot{q}_{tot} = \dot{q}_{tot1} + \dot{q}_{tot2} = 2213,85W$$

Donde \dot{q}_{tot} es la tasa total de transferencia de calor máxima del modelo 2

Lo cual da un tiempo de enfriamiento de:

$$Q_{total} = 553,326KJ$$

$$\text{tiempo de enfriamiento} = \frac{Q_{total}}{\dot{q}_{tot}}$$

$$\text{tiempo de enfriamiento} = \frac{553326J}{2213,85W}$$

$$\text{tiempo de enfriamiento} = 249,93 \text{ segundos} = 4,17 \text{ min}$$

Al comparar los dos modelos, se concluye que el número 2 es más efectivo, en vista de que no solo llega a un tiempo de enfriamiento menor, sino que también la tasa de

transferencia de calor hacia el agua es menor, por lo cual se necesita menor capacidad en el sistema de refrigeración, lo que resulta en un menor costo. Entonces se selecciona el modelo con el puente térmico.

Dado que la capacidad de refrigeración del sistema en el modelo 2 es de 2213,85 w, un refrigerador termoeléctrico no sería la mejor opción. En aplicaciones que superan los 250 w, utilizar un sistema de refrigeración por compresión de vapor es mucho más barato, como lo expone TE Technology (proveedor de sistemas de enfriamiento termoeléctrico) en su página web. Por esto, el sistema de refrigeración debe ser uno que trabaje con compresión de vapor.

3.3. OPTIMIZACIÓN DEL MODELO SELECCIONADO

La optimización de un sistema termodinámico está basada en disminuir el costo del proyecto mediante un cambio de los parámetros de diseño o de su estructura, teniendo en cuenta los recursos financieros, la disponibilidad de materiales, la protección al medio ambiente y las regulaciones gubernamentales, sin que por esto el sistema pierda eficiencia, mantenibilidad, seguridad y operabilidad (Kreith 1.9). En el caso de este proyecto, el modelo 2 que ha sido seleccionado va a ser optimizado considerando los factores antes mencionados.

En los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, el componente más importante a seleccionar es el compresor puesto que no solo es el más caro sino también porque es el que introduce la energía. Del compresor depende la capacidad de refrigeración del sistema, que es la tasa de extracción de energía desde el medio a enfriar. En vista de esto, para este proyecto se escogió el compresor modelo 211AG06 de la marca Embraco, de medio caballo de fuerza de potencia, el cual tiene una capacidad de refrigeración máxima de 1942 W.

Como se puede ver, esta capacidad de refrigeración no es suficiente para el modelo de sistema seleccionado. Esto causaría que el sistema de refrigeración se vuelva incontrolable ya que no sería capaz de enfriar el agua cada vez que esta pasa por el tanque, con lo que llegaría cada vez más caliente a las placas refrigeradoras. Por otro lado, si se escoge un compresor de mayor potencia, los precios del condensador y del compresor suben aproximadamente al doble. Por ello se diseñará con el compresor de medio caballo de fuerza mencionado.

En vista de que el sistema de refrigeración debe ser capaz de absorber el calor que gana el agua en las placas, hay que hacer un rediseño del modelo seleccionado. Para esto se tomará en cuenta el comportamiento que tiene el compresor y que lo muestra el fabricante en el catálogo correspondiente. Estos datos son tomados de pruebas reales hechas por Embraco bajo estándares de ASHRAE. La capacidad de refrigeración que se tiene en el evaporador en un sistema de refrigeración dado depende del comportamiento del compresor. En el Anexo 1 se aprecia la capacidad de refrigeración del sistema a varias temperaturas de condensación y evaporación. En este proyecto se va a usar un condensador que trabaja a 35°C y un evaporador con el refrigerante circulando a 0°C. Esto implica que la capacidad de refrigeración del sistema es de 1881 W según las pruebas antes mencionadas. Con ese límite en la tasa de extracción de calor por parte del evaporador, y por ende del agua, se procederá al rediseño de las placas de refrigeración, con lo cual se minimizará el costo del proyecto.

El rediseño tomando en cuenta el límite de 1881 W para extraer el calor del compuesto y los moldes radica en utilizar el modelo 2 previamente seleccionado y reducir la cantidad de orificios de las placas refrigeradoras. Haciendo esto se controla la tasa de energía que se transfiere y además se controla que la refrigeración sea lo más uniforme posible. Por esto, el nuevo número de orificios en las placas refrigeradoras del modelo 2 optimizado debe

garantizar un enfriamiento en un tiempo corto, que no se induzcan esfuerzos residuales en la pieza moldeada y que además no se presenten elevados gradientes de temperatura en el material. En caso de que el gradiente de temperatura sea mayor a 10°C el compuesto podría sufrir deformaciones una vez conformado. En vista de que hay mayor transferencia de calor desde el compuesto hacia la placa refrigeradora inferior (que está directamente junto al molde inferior y sin puente térmico), se perforará un mayor número de orificios en la placa superior para así equiparar la tasa de transferencia de calor que va del compuesto al fluido de trabajo. Con un total de 13 orificios en la placa superior y 8 en la inferior se tiene las nuevas tasas de transferencia de calor siguientes:

$$q_{\text{tot1}} = 67,12\text{w} \cdot 13 = 872,56\text{w}$$

$$q_{\text{tot2}} = 71,23\text{w} \cdot 8 = 569,84\text{w}$$

$$q_{\text{tot}} = q_{\text{tot1}} + q_{\text{tot2}} = 1442,4$$

Para finalizar, el tiempo de enfriamiento con esta nueva tasa de extracción de energía es:

$$Q_{\text{total}} = 553,326\text{KJ}$$

$$\text{tiempodeenfriamiento} = \frac{Q_{\text{total}}}{q_{\text{tot}}}$$

$$\text{tiempodeenfriamiento} = \frac{553326\text{J}}{1442,4\text{W}}$$

$$\text{tiempodeenfriamiento} = 383,61\text{segundos} = 6,4\text{min}$$

Este tiempo es satisfactorio en vista de que no se generaría esfuerzos residuales en el material manufacturado y además es corto. Se considera entonces que el diseño es aceptable. La Tabla 3.1 ilustra las ventajas y desventajas del modelo 1, el modelo 2 y el modelo 2 optimizado, en términos tiempo de enfriamiento. Como se puede observar, el modelo 1 presenta la mayor tasa de transferencia de calor; sin embargo, el modelo 2 con una menor tasa muestra un menor tiempo de enfriamiento. El modelo 2 optimizado exhibe

un tiempo de refrigeración que no generará esfuerzos residuales en los materiales a procesarse en la prensa y una tasa de transferencia de calor que es posible de alcanzar con un sistema de refrigeración con un compresor de medio caballo de fuerza. Por lo tanto, el modelo 2 optimizado tiene el comportamiento termodinámico adecuado para este proyecto.

De esta manera, se ha modificado la estructura y los parámetros termodinámicos del modelo antes mencionado para disminuir el costo. La disponibilidad de las materias primas es alta en vista de que la aleación de aluminio 6061, los componentes del sistema de refrigeración, la tubería de cobre y demás materiales que se detallan en la sección de recomendaciones de construcción se los puede adquirir fácilmente. La protección al medio ambiente está garantizada con la selección del refrigerante R 134-a (y todos los componentes que trabajan con ese gas), que no afecta la capa de ozono. Tomando en cuenta lo anterior y que la eficiencia del sistema en términos de tiempo de refrigeración es la adecuada, se ha alcanzado una optimización satisfactoria del sistema con las modificaciones realizadas al modelo 2. En el capítulo de recomendaciones se encuentran detalles sobre la seguridad, mantenibilidad y operabilidad.

Tabla 3.1. Tasa de transferencia de calor y enfriamiento de los moldes.

Modelo	Tasa de transferencia de calor (W)	Tiempo de enfriamiento (s)
1	2269,07	393,78
2	2213,85	249,93
2 Optimizado	1442,4	383,61

3.4.

ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS DEL MODELO DISEÑADO

La teoría de elementos finitos se basa en dividir la geometría del dominio en el que se quiere resolver la ecuación diferencial que rige un fenómeno en pequeños elementos donde para cada uno se toma en cuenta sus ecuaciones de campo, los elementos en su vecindad y

las fuentes generadoras de campo. En la ingeniería hay una gran cantidad de problemas que se modelan con ecuaciones diferenciales en derivadas parciales como son la transmisión de calor, mecánica de fluidos, análisis estructurales, etc. Las herramientas de software de elementos finitos ayudan a resolver este tipo de problemas simulando el comportamiento de un modelo en particular tanto en estado estable como transitorio. Para esto el usuario debe introducir al software datos sobre la geometría de los objetos que son parte del estudio, el régimen a generar en el análisis, propiedades físicas de los materiales, condiciones de contorno, condiciones iniciales y aplicación de las cargas. Acto seguido se divide a la geometría en diminutos elementos mediante el mallado y se procede a ejecutar el análisis para después analizar los resultados.

El modelo 2 rediseñado se someterá a un análisis térmico en estado transitorio. De esta manera se comprobará si dicho modelo es ideal para constituir el intercambiador de calor que trabaje con los moldes y el compuesto objeto de estudio en este trabajo. En el análisis de circuitos térmicos se realizó una aproximación unidimensional del modelo; en el presente análisis se utilizará COSMOSWorks 2007 para determinar la respuesta en estado transitorio del intercambiador de calor modelado en tres dimensiones.

Para efectuar el análisis de elementos finitos se construyó el modelo en tres dimensiones y con las medidas reales en Autocad 2002 y se lo importó a COSMOSWorks 2007. Ya en este programa se asigna a los elementos del ensamblaje el tipo de material así:

- Aleación de aluminio 6061 para los moldes, puente térmico y placas
- Polietileno de mediana densidad para el compuesto.

Además, se establecen las condiciones de convección y conducción y las temperaturas iniciales siguientes:

- Coeficiente de convección en los orificios de las placas: $14750 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
- Temperatura del agua que circula por las placas: 5°C

- Temperatura inicial de moldes y compuesto: 200°C
- Temperatura inicial de puente térmico y placas: 20°C
- Resistencia térmica por contacto entre superficies por unidad de área de aluminio: 0,0005 m²/WK.

Con esto, las condiciones del estudio están dadas y se establece un tiempo de 900 s de análisis. Después de iniciar el análisis, el resultado que se obtuvo al cabo de los primeros 30 segundos se muestra en la Figura 3.5, donde se puede ver que la temperatura del compuesto es 187°C y que las temperaturas de las placas refrigeradoras están acercándose a 5°C. Para más detalles del proceso de análisis, en el Anexo 2 consta una guía rápida de los pasos que se siguió para realizar este estudio térmico y además los archivos de la simulación se encuentran adjuntos en el CD anexo de esta tesis.

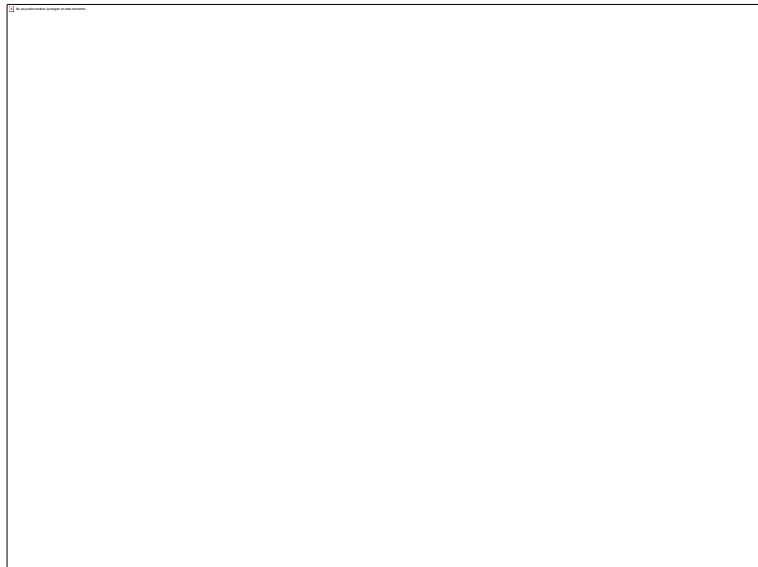


Figura 3.5. Resultados del análisis térmico a los 30 s de iniciado el enfriamiento.

En la Figura 3.6 se pueden ver las temperaturas de los componentes a los 5 minutos de iniciada la refrigeración. Se aprecia que la temperatura más alta se encuentra en el

compuesto y llega a los 89°C por lo cual en este tiempo aún no se llega al valor deseado.

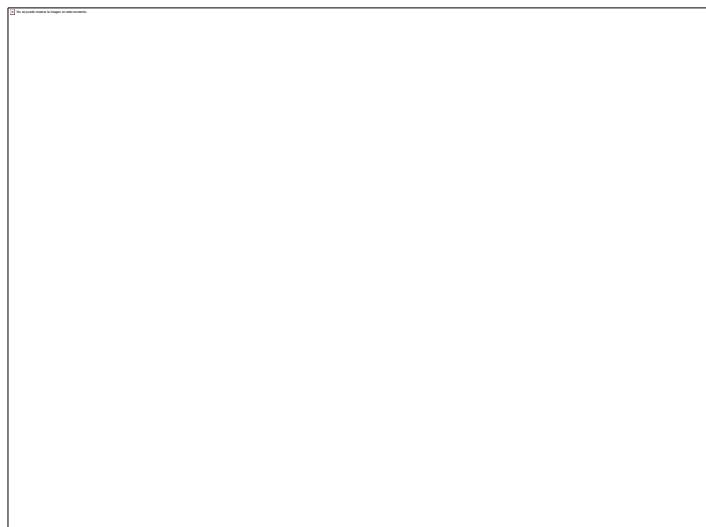


Figura 3.6. Resultados del análisis térmico a los 300 s de iniciado el enfriamiento.

El compuesto llega por debajo de los 50°C en 9 minutos con 30 segundos como se muestra en el Figura 3.7. De esta manera, la refrigeración del material compuesto se ha completado en un tiempo menor a 10 minutos.

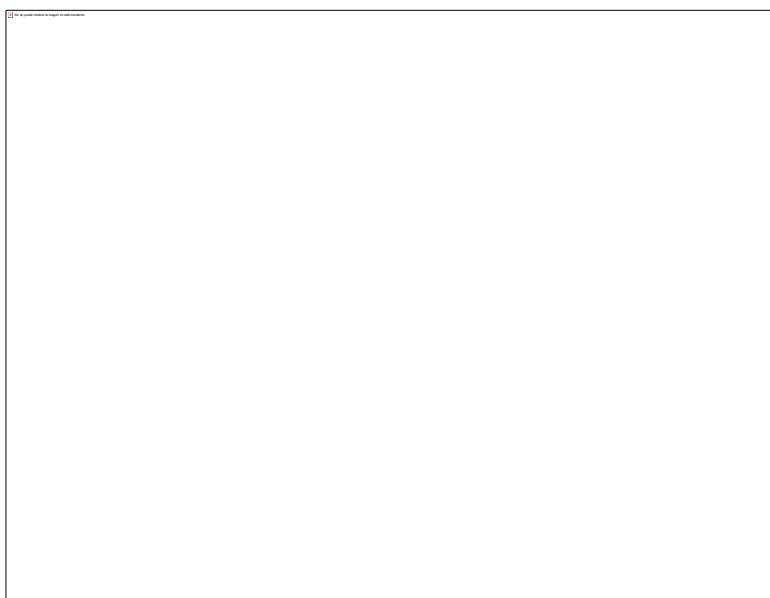


Figura 3.7. Resultados del análisis térmico a los 570 s de iniciado el enfriamiento.

Como se puede ver, la temperatura más alta es 49,07°C, la cual recae en el compuesto. Se ha obtenido un mayor tiempo de refrigeración en comparación del análisis en estado estable dado que los moldes se enfrían a temperaturas menores hasta que el compuesto

llegue a la temperatura de refrigeración final, por lo tanto se les ha extraído más energía que en una refrigeración uniforme de moldes y compuesto. Por la especial importancia del comportamiento térmico del composite en el presente estudio, las Figuras 3.8 - 3.11 muestran únicamente al material compuesto en el tiempo que ha llegado a la temperatura antes mencionada. En estas figuras se distingue que el gradiente de temperatura entre las aristas superior e inferior del material es menor a 10°C .

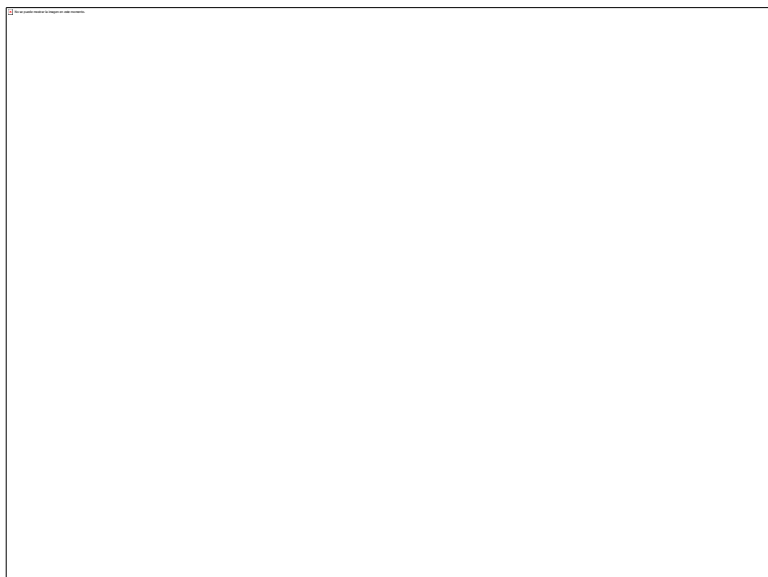


Figura 3.8. Temperatura de la cara superior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.

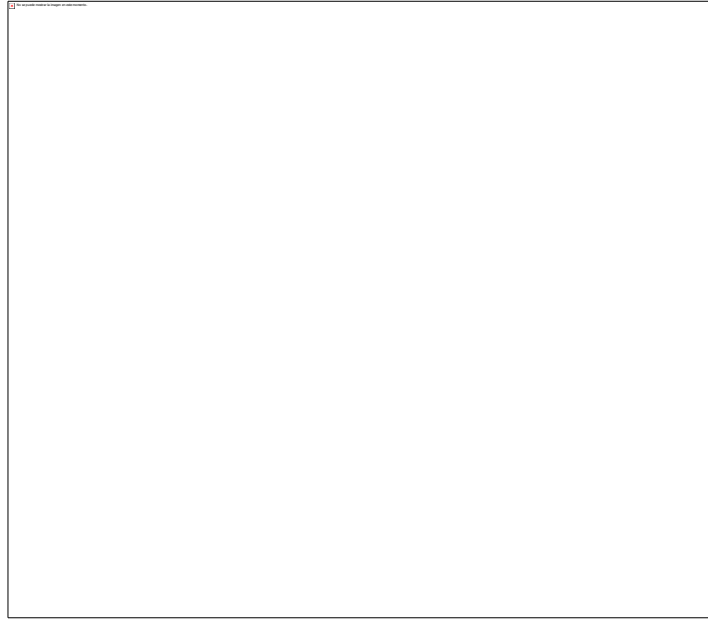


Figura 3.9. Temperatura de la cara inferior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.

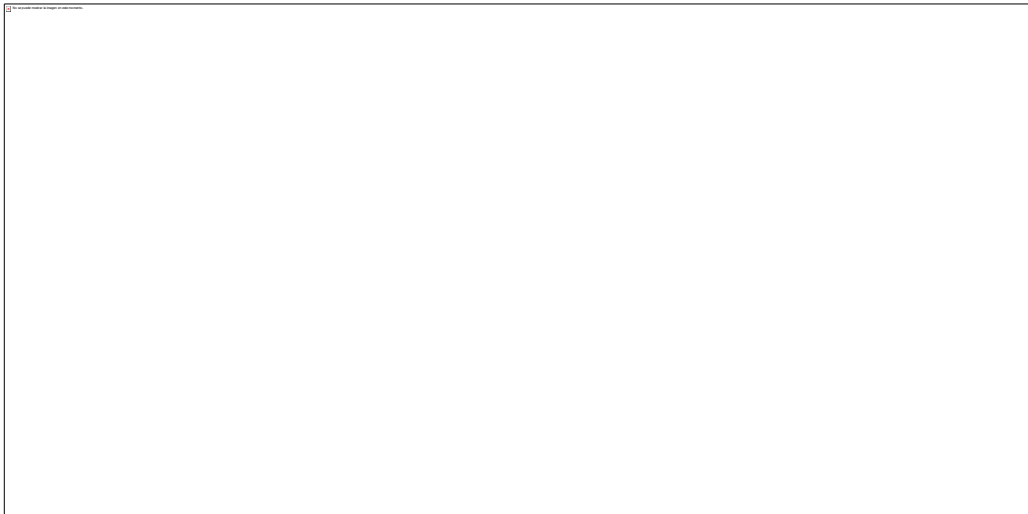


Figura 3.10. Temperatura de la arista superior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.



Figura 3.11. Temperatura de la arista inferior del compuesto a los 9 min 30 s de iniciado el enfriamiento.

A la luz de estos resultados, el modelo seleccionado mediante el análisis de circuitos térmicos realizado anteriormente es satisfactorio ya que el tiempo de enfriamiento obtenido mediante la simulación en elementos finitos estuvo en el intervalo deseado y no se observa un elevado gradiente de temperatura en el material. Sin duda el análisis en estado estable constituye una primera aproximación aceptable; sin embargo, el análisis en estado transitorio ejecutado en COSMOSWorks constituye una mejor aproximación. Este análisis en estado transitorio muestra que los moldes se enfrían antes que el compuesto, lo cual es esperado en vista de la mayor cercanía que estos tienen con las placas de refrigeración. El tiempo de enfriamiento de 9 minutos y 30 segundos es aceptable dado que no es demasiado corto (por lo cual no se inducirían esfuerzos residuales en el compuesto) ni tampoco demasiado largo como para que retrase el proceso de fabricación. De la misma forma, el gradiente de temperatura inducido en el material es menor a 10°C , lo cual no induciría deformaciones en el material. Los planos detallados para la construcción de este modelo optimizado se encuentran en el Anexo 7 y los archivos de AutoCAD 2002 están adjuntos en el CD anexo de esta tesis.

Para contrastar el uso de la aleación de aluminio 6061 como material de los moldes, placas refrigeradoras y puente térmico, se efectuó un análisis similar al antes descrito con la única diferencia de que se usó un acero AISI 1020 para los componentes citados. Las propiedades del acero AISI 1020 son:

Densidad: 7900 kg / m^3

Conductividad térmica: 47 W / (m K)

Calor específico: 420 J / (kg K)

Resistencia térmica entre superficies: $0,0025 \text{ m}^2 \text{ / (W K)}$

Los resultados del análisis se muestran en la Figura 3.12:

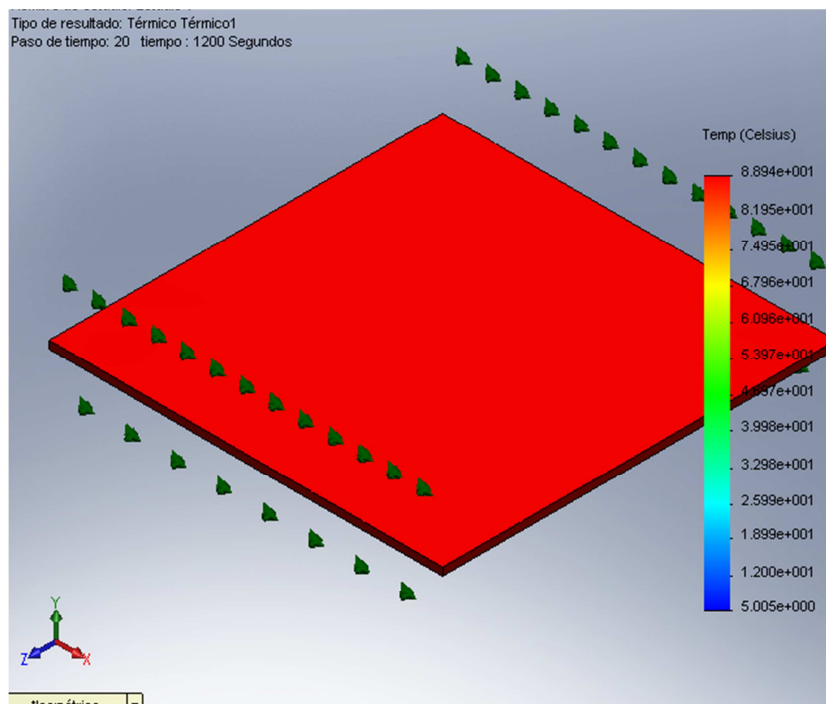


Figura 3.12. Temperatura del compuesto moldeado a los 1200 s de iniciado el enfriamiento usando un molde, unas placas refrigeradoras y un puente térmico hechos de un acero AISI 1020 en lugar de aluminio 6061

En la figura anterior se aprecia que transcurridos 20 minutos de simulación, el material compuesto aún no alcanza la temperatura deseada de 50°C . Por lo tanto, no es viable desde

el punto de vista térmico cambiar el material del molde, placas y puente sin aumentar drásticamente el tiempo de enfriamiento.

Para completar el contraste del uso de acero y aluminio, se efectuó un análisis de elementos finitos en el que se fijó acero AISI 1020 como material de los moldes y aleación de aluminio 6061 para el puente térmico y placas. Los resultados se presentan en la Figura 3.13.

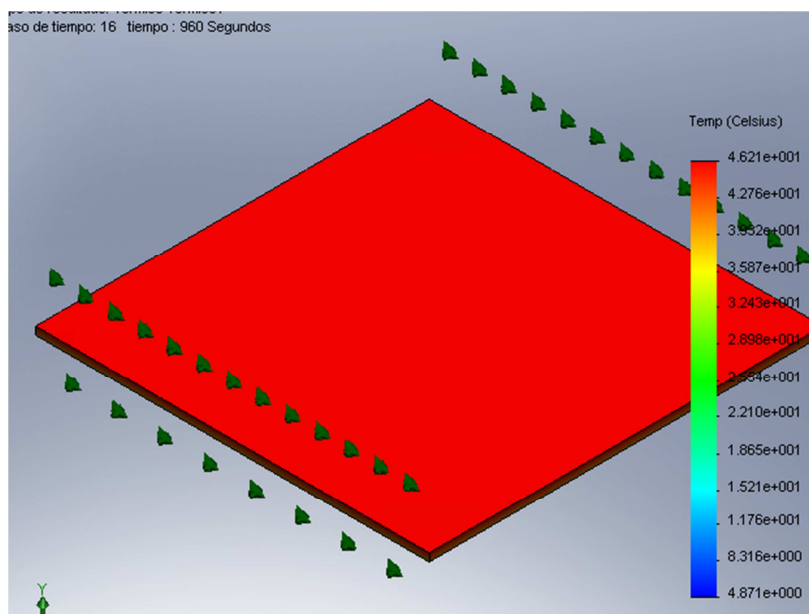


Figura 3.13. Temperatura del compuesto moldeado a los 960 s de iniciado el enfriamiento usando moldes de acero AISI 1020 y placas refrigeradoras y puente térmico hechos de aluminio 6061.

Los resultados de la Figura 3.13 permiten observar que el material compuesto se enfría en un tiempo de 16 minutos, lo cual sigue siendo muy elevado en comparación de los 9,5 minutos del modelo con componentes de aluminio. De esta manera se ha comprobado que el enfriamiento con componentes de aluminio es más eficaz.

Volviendo al modelo del análisis de este proyecto, para que las condiciones de enfriamiento se cumplan es de vital importancia que el agua que entra a las placas esté en

una temperatura constante de 5°C. Con este fin, el evaporador del tanque debe ser capaz de absorber toda la energía que el agua ganó en las placas refrigeradoras, para lo cual a continuación se lo diseñará para cumplir este objetivo entre otros.

3.5. DISEÑO DEL EVAPORADOR

El evaporador va a estar constituido por un tubo de cobre que estará en el tanque. La Figura 3.14 (que no está a escala, para mayor claridad) muestra un segmento de tubería de cobre doblado dentro del tanque de la manera que se va a disponer el evaporador.

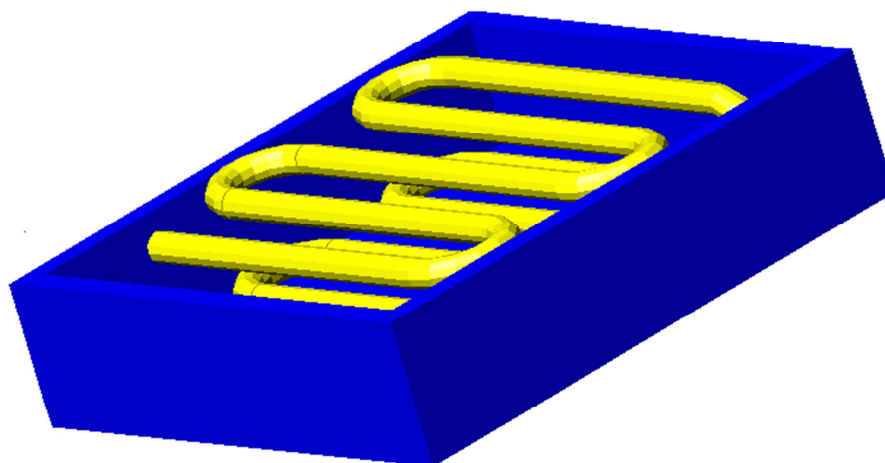


Figura 3.14. Segmento del evaporador formado por tubería de cobre dentro del tanque.

A través de dicha tubería fluirá el refrigerante R 134-a con el que trabaja el sistema de refrigeración, y entrará como mezcla de líquido y vapor en estado de saturación y saldrá como vapor saturado después de absorber energía del agua. La temperatura que gana el agua al pasar por las placas se calcula así:

$$\Delta T = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}}}$$

$$\Delta T = \frac{1881 \text{ W}}{0,667 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4220 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} = 0,65 \text{ K}$$

Donde ΔT es la temperatura que el agua gana en las placas, \dot{q} es la tasa de transferencia de calor hacia el agua, \dot{m}_{agua} es el flujo másico de agua y $C_{p_{\text{agua}}}$ es el calor específico del agua

Salta a la vista que el alto flujo másico de agua a través de las placas no permite un gran incremento de temperatura. Sin embargo, si no se garantiza que el agua vuelva a 5°C luego de su recorrido por las placas, esta podría llegar a calentarse significativamente.

Para el análisis termodinámico en estado estable para el evaporador se asume lo siguiente: (1) condiciones de estado estable, (2) propiedades constantes y (3) transferencia de calor hacia los exteriores despreciable. Entonces se tiene:

$$\dot{m}_r \cdot h_{r_{\text{in}}} + \dot{m}_a \cdot h_{a_{\text{in}}} = \dot{m}_r \cdot h_{r_{\text{out}}} + \dot{m}_a \cdot h_{a_{\text{out}}}$$

$$\dot{m}_a (h_{a_{\text{in}}} - h_{a_{\text{out}}}) = \dot{m}_r (h_{r_{\text{out}}} - h_{r_{\text{in}}})$$

$$\dot{m}_a \cdot C_{p_a} (T_{a_{\text{in}}} - T_{a_{\text{out}}}) = \dot{m}_r (h_{r_{\text{out}}} - h_{r_{\text{in}}})$$

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_r$$

Donde \dot{m}_r es el flujo másico del refrigerante a través del evaporador, $h_{r_{\text{in}}}$ es la entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador, \dot{m}_a es el flujo másico del agua a través del tanque, $h_{a_{\text{in}}}$ es la entalpía del agua a la entrada del tanque, $h_{r_{\text{out}}}$ es la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador, $h_{a_{\text{out}}}$ es la entalpía del agua a la salida del tanque, \dot{Q}_a es la tasa de energía que pierde el agua, \dot{Q}_r es la tasa de energía que gana el refrigerante

Lo anterior refleja que la energía del agua va al refrigerante. Con ese fin se debe aislar térmicamente al tanque con lana de vidrio, lo cual hace que el asumir que se puede despreciar la transferencia de calor del tanque a los alrededores sea acertado. La lana de

vidrio es el aislante ideal por sus propiedades de altísima resistencia térmica y bajo precio. La diferencia de entalpía que gana la sustancia antes mencionada depende de la capacidad de refrigeración del sistema.

El tanque va a tener dentro un tubo de cobre doblado de manera que se forme un banco de tubos cuya transferencia de calor es necesario analizar. De esta manera se calcula la tasa de calor que se traslada del agua al refrigerante tomando en cuenta la distancia transversal y longitudinal entre los tubos y las posiciones relativas de los mismos. Además, se calculará la caída de presión del agua al pasar con el tanque que contiene el banco de tubos.

El análisis que se desarrollará dará como resultado el área necesaria del banco de tubos para que se llegue a transferir la energía deseada del agua al refrigerante R134a. Partiendo de esta área se determinará la longitud total del tubo que doblado en perfil de serpentín formará el banco de tubos. Para ello se parte de una configuración inicial que será rediseñada en caso de que el estudio demuestre que no es la apropiada. En dicha configuración la sección transversal del tanque es de 50 cm por 25,1 cm. Estas dimensiones son las necesarias para formar filas de 4 tubos con una separación mínima de 4 cm entre ellos. Esta medida se la impone en vista que es la mínima obtenible al utilizar una dobladora para dar forma al serpentín. Al utilizar la mínima distancia entre tubos se asegura una mayor turbulencia del agua que circula y además una menor sección transversal del tanque y una mayor velocidad del agua. La profundidad del tanque es de 80 cm donde con la misma separación entre tubos alcanzan fácilmente 14 columnas, por lo cual se tiene 56 tubos de 42 cm de largo para una longitud total de 23,52 m. La Figura 3.15, con las cotas en centímetros, muestra la configuración antes mencionada. Dadas estas dimensiones no es necesario un tanque de expansión en vista de al enfriarse el agua tiene un espacio suficiente para expanderse en el mismo tanque del evaporador sin causar

problemas.

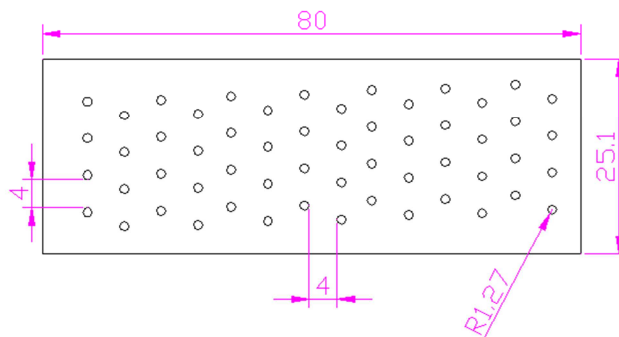


Figura 3.15. Corte transversal del banco de tubos en el tanque.

El análisis se efectúa entonces asumiendo despreciable la resistencia por conducción del tubo dado su espesor de pared. Para calcular el coeficiente de convección promedio para el banco de tubos se sigue el procedimiento recomendado por Mills en su libro Heat Transfer.

Se empieza por las distancias entre tubos:

$$S_L = 4 \text{ cm}$$

$$S_T = 4 \text{ cm}$$

$$\text{diámetro} = D = 1,27 \text{ cm}$$

$$P_T = \frac{S_T}{D}$$

$$P_T = \frac{4}{1,27}$$

$$P_T = 3,14$$

$$P_L = \frac{S_L}{D}$$

$$P_L = \frac{4}{1,27}$$

$$P_L = 3,14$$

Donde S_L es la separación longitudinal entre tubos, S_T es la separación transversal entre tubos,

D es el diámetro del tubo, P_T es la separación adimensional transversal entre tubos y P_L

es la separación adimensional longitudinal entre tubos

Continuando con las consideraciones geométricas se calcula el factor de arreglo tomando

en cuenta que los tubos están intercalados:

$$\Phi_{intercalado} = 1 + \frac{2}{3P_T}$$

$$\Phi_{intercalado} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 3,14}$$

$$\Phi_{intercalado} = 1,15$$

Donde $\Phi_{intercalado}$ es el factor de arreglo.

Para el siguiente paso, que es calcular el número de Nusselt promedio del banco de tubos, se necesita calcular el número de Nusselt de la primera fila de tubos, para lo cual se empieza por el número de Reynolds

$$Re_D = \frac{\rho \cdot Vel \cdot D}{\mu}$$

$$Vel = 0,667 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{m}^3}{1000 \text{kg}} \frac{1}{0,1255^2 \text{m}^2}$$

$$Vel = 0,0053 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\mu = 1750 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$

$$Re_D = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0053 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1,27 \times 10^{-2} \text{m}}{1750 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{sm}}}$$

$$Re_D = 38,68 \rightarrow \text{flujolaminar}$$

Donde Re_D es el número de Reynolds, m es el flujo de masa del agua y μ es la viscosidad dinámica del agua a la temperatura de trabajo.

Con lo cual ya es posible calcular el número de Nusselt para este flujo laminar:

$$\bar{Nu}_d = C Re_D^m Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25}$$

$$C = 0,51 m = 0,5 \rightarrow \text{Incropera}$$

$$\bar{Nu}_d = 0,51 \cdot 38,68^{0,5} \cdot 10,98^{0,36} \cdot \left(\frac{10,98}{12,99}\right)^{0,25}$$

$$\bar{Nu}_d = 7,2$$

Donde \bar{Nu}_d es el número de Nusselt promedio para el agua en tanque, C es una constante que depende del número de Reynolds (Incropera 383), Re_D número de Reynolds para el flujo de agua, m es constante que depende del número de Reynolds (Incropera 383), Pr número de Prandtl para el agua a $5^\circ C$, Pr_s número de Prandtl para el agua a la temperatura de la superficie del tubo ($0^\circ C$)

Ahora se efectúa el cálculo del número de Nusselt promedio para el banco de tubos:

$$\bar{Nu}_D = \frac{1 + (N - 1)\Phi}{N} \bar{Nu}_D^1$$

$$\bar{Nu}_D = \frac{1 + (14 - 1)1,15}{14} 7,2$$

$$\bar{Nu}_D = 8,2$$

\bar{Nu}_D es el número de Nusselt promedio para los tubos del banco, \bar{Nu}_D^1 es el número de Nusselt para los tubos de la primera fila,

A continuación se calcula el coeficiente de convección promedio para el banco de tubos:

$$\bar{h} = \bar{Nu} \frac{k}{D}$$

$$\bar{h} = 8,2 \frac{579,04 \times 10^{-3} W}{0,0127 m^2 K}$$

$$\bar{h} = 373,86 \frac{W}{m^2 K}$$

Donde \bar{h} es el coeficiente de convección promedio para el banco de tubos, k es la conductividad térmica del cobre a $5^\circ C$.

Como la sección transversal del tubo no es un parámetro sujeto a variación porque el compresor solo trabaja con tubería de ese diámetro (media pulgada), el área del banco de tubos determinará la longitud del tubo que lo forma. El evaporador es un intercambiador de calor que se lo puede someter a un estudio de efectividad tomando en cuenta su carga de trabajo como consta a continuación:

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{ain}} - T_{\text{aout}}}{T_{\text{ain}} - T_{\text{sat}}}$$

$$\varepsilon = \frac{5,65 - 5}{5,65 - 0}$$

$$\varepsilon = 0,115$$

Donde ε es la efectividad del intercambiador de calor, T_{ain} la temperatura del agua al entrar al tanque, T_{aout} es la temperatura del agua en la salida del tanque, T_{sat} es la temperatura de saturación a la que está el refrigerante

Después se calcula el Ntu o número de unidades de transferencia, a partir de la efectividad requerida en esta aplicación.

$$Ntu = \ln\left(\frac{1}{1 - \varepsilon}\right)$$

$$Ntu = \ln\left(\frac{1}{1 - 0,115}\right)$$

$$Ntu = 0,122$$

Donde Ntu es el número de unidades de transferencia.

De esta manera, para finalizar el estudio se calcula el área requerida para cumplir la tarea del intercambiador de calor a partir del número de unidades de transferencia, el flujo de masa del agua, el coeficiente de convección promedio para el banco de tubos y el calor específico del agua. El área requerida es:

$$A = \frac{Ntu \dot{m} C_p}{\bar{h}}$$

$$A = \frac{0,122 \cdot 0,667 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4220 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \text{m}^2\text{K}}{373,86\text{W}}$$

$$A = 0,9185\text{m}^2$$

Donde A es el área total de los tubos, \dot{m} es el flujo másico de agua a través del tanque, C_p es el calor específico del agua.

Por lo tanto, la longitud del tubo que forma el evaporador es

$$L = \frac{A}{\pi D}$$

$$L = \frac{0,9185\text{m}^2}{\pi 0,0127\text{m}}$$

$$L = 23,02\text{m}$$

Donde L es la longitud del tubo. Por lo anterior, la configuración que se analizó es satisfactoria y dada la cercanía de valores de longitud del tubo (23,52 m y 23,02 m) no es necesario un rediseño pues de esa manera se mantendrá una dimensión conservadora del evaporador.

3.6. CAÍDAS DE PRESIÓN DEL SISTEMA

Para determinar si la bomba seleccionada inicialmente brinda una presión suficiente como para vencer las caídas de presión originadas en el sistema hay que calcular las mismas en las siguientes partes:

- Tubería de cobre que une a la bomba con el tanque, la bomba con las placas refrigeradoras y las placas con el tanque.
- Intercambiadores de calor: placas refrigeradoras y evaporador.
- Piezas que conectan a la tubería con las placas refrigeradoras.
- Conexiones T.
- El tanque

Se procede entonces a estudiar las caídas de presión de manera individual para cada una de las partes antes mencionadas para después sumarlas y compararlas a la presión suministrada por la bomba.

La tubería del circuito es de 3 metros de largo, según lo cual la energía específica en la caída de presión en la tubería de circuito es:

$$\Delta h_{\text{tubería}} = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

$$\Delta h_{\text{tubería}} = 0,028 \frac{9,84\text{ft}}{0,04166\text{ft}} \frac{17,27^2 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 32,2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}}$$

$$\Delta h_{\text{tubería}} = 30,62\text{ft}$$

Donde $\Delta h_{\text{tubería}}$ es la caída de presión en unidades de energía específica, L es la longitud de la tubería, f es el factor de fricción, D es el diámetro de la tubería, v es la velocidad del agua, g es la aceleración de la gravedad

El banco de tubos presenta una caída de presión que se la determina así:

La temperatura del tanque es la promedio entre el agua que entra y sale del mismo

$$T_r = \frac{5,65 + 5}{2}$$

$$T_r = 5,325^\circ\text{C}$$

Donde T_r es la temperatura del tanque. La velocidad del agua al fluir por una sección igual a la del tanque pero sin tubos se la calcula así

$$V_o = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

$$V_o = \frac{0,667\text{kgm}^3}{1000\text{skg} \cdot 0,125\text{m}^2}$$

$$V_o = 0,0053 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Donde V_o es la velocidad del fluido en el tanque sin tubos, \dot{m} es el flujo másico del agua en el tanque, ρ es la densidad del agua a T_r , A es el área de la sección transversal del tanque.

Acto seguido se calcula la velocidad máxima del agua dentro del tanque con tubos:

$$\frac{V_{\text{max}}}{V_o} = \max\left(\frac{S_T}{S_T - D}, \frac{S_T/2}{(S_L^2 + (S_T/2)^2)^{0,5} - 15}\right)$$

$$\frac{V_{\text{max}}}{V_o} = \max\left(\frac{4}{4 - 1,23}, \frac{4/2}{(4^2 + (4/2)^2)^{0,5} - 15}\right)$$

$$\frac{V_{\text{max}}}{V_o} = \max(1,46, -0,19)$$

Donde V_{max} es la velocidad máxima del agua entre los tubos.

Lo cual es una velocidad bastante baja, con la cual se puede calcular el máximo número de Reynolds en el banco de tubos.

$$Re_{Dmax} = \frac{V_{max}D}{\nu}$$

$$Re_{Dmax} = \frac{0,0077 \frac{m}{s} 0,0127m}{1,52 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s^2}}$$

$$Re_{Dmax} = 64,65$$

Donde ν es la viscosidad cinemática del agua a Tr.

De modo que se tiene flujo laminar, por lo cual se espera que la caída de presión sea ínfima, y se la calcula en base a los factores tomados de Mills para esta configuración de banco de tubos y el número de Reynolds.

$$f=0.8 \quad \chi = 1,35$$

Donde χ es el factor de corrección y f es el factor de fricción

Con lo cual la caída de presión es:

$$\Delta P = N \chi \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

$$\Delta P = 14(1,35) \frac{1000 \frac{kg}{m^3} 0,00773^2 \frac{m^2}{s^2}}{2}$$

$$\Delta P = 68,98 Pa$$

Donde ΔP es la caída de presión en el evaporador, N es el número de filas de tubos del tanque

ρ es la densidad del agua a Tr.

Este es un valor despreciable tomando en cuenta que la presión que da la bomba es de 392266 Pa. Lo anterior ocurre por el flujo laminar y la baja velocidad del agua en el tanque.

Para que sean posibles las conexiones de la tubería, el tubo debe tener dos conexiones en T para dividir el flujo de agua para las placas de refrigeración, por lo cual la caída de presión es calculada con el coeficiente de pérdidas por geometría y tamaño.

$$\Delta h_T = K \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta h_T = 0,9 \frac{17,27^2 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 32,2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}}$$

$$\Delta h_T = 4,16\text{ft}$$

Donde Δh_T es la caída de presión en una T, K es el factor de pérdida por forma y geometría

A continuación se calcula la caída de presión en las placas refrigeradoras donde el movimiento del agua sobre la aleación de aluminio que las compone produce rozamiento y por lo tanto la siguiente caída de presión:

$$\Delta h_{\text{placas}} = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

$$\Delta h_{\text{placas}} = 0,035 \frac{17,25\text{ft}}{0,04166\text{ft}} \frac{17,27^2 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 32,2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}}$$

$$\Delta h_{\text{placas}} = 63,14\text{ft}$$

Donde Δh_{placas} es la caída de presión en unidades de energía específica en las placas, f es el factor de fricción, L la longitud de la tubería, D es el diámetro de la tubería, v es la velocidad del agua y g es la aceleración de la gravedad

Además, hay que tomar en cuenta la caída de presión producida por el cambio de sección de las piezas conectoras de la tubería a las placas refrigeradoras. Con este propósito se efectúa un cálculo basado en el coeficiente de pérdidas por geometría y tamaño:

$$\Delta h_{\text{conec}} = K \frac{v^2}{2g}$$

$$\Delta h_{\text{conec}} = 0,05 \frac{17,27^2 \frac{\text{ft}^2}{\text{s}^2}}{2 \cdot 32,2 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}}$$

$$\Delta h_{\text{conec}} = 0,23\text{ft}$$

Donde Δh_{conec} es la caída de presión en una pieza conectora

Para calcular la caída total de presión en el sistema (Δh_{Total}) se suman los valores

calculados anteriormente para las cuatro piezas conectoras, las dos tes, las dos placas de refrigeración y la tubería.

$$\Delta h_{\text{Total}} = \Delta h_{\text{tubería}} + 2 \cdot \Delta h_{\text{Ts}} + 4 \cdot \Delta h_{\text{conec}} + \Delta h_{\text{placas}}$$

$$\Delta h_{\text{Total}} = 30,62\text{ft} + 8,32\text{ft} + 0,92\text{ft} + 84,19 = 103\text{ft}$$

Donde Δh_{Total} es la pérdida total de presión en el circuito completo

Lo cual es menor a la presión total en unidades de energía específica que produce la bomba preseleccionada cuyo valor es de 131,12 ft. En la Tabla 3.2 muestran las caídas de presión en unidades de energía específica que en total son menores que la presión producida por la bomba. En consecuencia, dicho componente es escogido definitivamente.

Tabla 3.2. Caídas de presión del sistema

Lugar	Caída de presión (ft)
Tubería	30,62
Conexiones T	8,32
Piezas conectoras	0,92
Placas refrigeradoras	84,19
Total del sistema	103

En este capítulo diseñó el intercambiador de calor entre el compuesto y los moldes con el fluido de trabajo efectuando primero un análisis de circuitos térmicos para determinar respuesta termodinámica y de transferencia de calor en estado estable de los modelos considerados. Después, se seleccionó la mejor alternativa y se la optimizó para finalizar con la validación de dicho modelo mediante la simulación en un programa de elementos finitos. Además, se diseñó el evaporador mediante la teoría de banco de tubos y tomando en cuenta los requerimientos del sistema para finalizar con la selección de la bomba del subsistema de fluidos considerando la caída de presión del sistema.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL SUBSISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se muestra el diseño del subsistema de control automático. Para esto, se partirá con la determinación de las tareas que éste debe cumplir para controlar los componentes del sistema de tal manera que cumplan con el objetivo de enfriar los moldes y el compuesto en las condiciones apropiadas. Después, se seleccionará el dispositivo programable que se adapte a las necesidades del proyecto, en el cual se llevará a cabo el control del comportamiento de los componentes del sistema de refrigeración. A continuación, se seleccionará los componentes del subsistema de control automático tomando en cuenta que cumplan las especificaciones requeridas y se adapten de manera óptima entre sí. Para finalizar, se programará el dispositivo seleccionado para efectuar el control, lo cual será validado por medio de la simulación de la lógica del código.

4.1. TAREAS DEL CONTROL AUTOMÁTICO

El presente proyecto se completa con el diseño del subsistema que controlará automáticamente el funcionamiento de los componentes del sistema de refrigeración para así cumplir el objetivo de enfriar los moldes y el compuesto en las condiciones especificadas en el Capítulo 3, es decir: alcanzar la refrigeración desde 200°C hasta una

temperatura de 50°C en un tiempo aproximado de nueve minutos y medio. Para esto, se empezará por establecer las tareas que debe cumplir el sistema de control automático. Así, para cumplir los parámetros especificados en el diseño del sistema de refrigeración se necesita implementar un control automático que realice específicamente las siguientes tareas:

- Encender el compresor del sistema de refrigeración para que el agua en el tanque que inicialmente está a temperatura ambiente baje a 5°C que es la temperatura de trabajo.
- En el momento que el agua ha llegado a la temperatura de trabajo prender la bomba para que circule el agua a través de las placas refrigeradoras.
- Mantener el agua circulando, es decir la bomba prendida, mientras el compuesto y los moldes posean una temperatura mayor a 50°C. Cabe destacar que en este mismo lapso de tiempo el agua debe permanecer a la temperatura de trabajo.
- Cuando el compuesto y los moldes alcancen los 50°C, apagar la bomba y el compresor, poniendo fin al proceso de refrigeración.
- El usuario podrá escoger las temperaturas tanto del agua que circula por las placas como la de refrigeración de los moldes y compuesto para que de esta manera el sistema sea capaz de adaptarse a varias condiciones de operación. Para determinar el rango de las temperaturas que el usuario puede escoger para el fluido de trabajo se fijó un valor mínimo de 5°C por ser la temperatura a la que no hay problemas de congelamiento del fluido y a la vez fija un alto gradiente de temperatura entre el compuesto y moldes y el agua; y un valor máximo de 20°C dado que es la temperatura ambiente. El rango de temperaturas de refrigeración de moldes y compuesto se lo fijó entre 15 y 90°C para satisfacer los fines de investigación y

versatilidad requeridos para este proyecto.

De la descripción de las tareas se desprende que se necesita un control de encendido y apagado del compresor y la bomba en diferentes instantes, los cuales son determinados por la temperatura del agua, moldes y compuesto. Dichas temperaturas deben ser medidas por termocuplas dado que estas pueden medir en el rango en el que trabaja el sistema y emitir una diferencia de voltaje con la cual se puede fijar el valor de la medición, variable indispensable para el control. Una termocupla debe encontrarse en el tanque para medir la temperatura del agua mientras que otra en los moldes para así aproximar la temperatura del composite, dada la imposibilidad de colocarla directamente dentro del material.

Para controlar el encendido y apagado tanto de la bomba como del compresor se necesita de un dispositivo que sea: (1) programable, para que de esa manera se ajuste a las necesidades del sistema, (2) que tenga el número necesario de entradas y salidas tanto digitales como análogas para según las temperaturas medidas por las termocuplas (señal análoga) se envíe una señal que encienda y/o apague por medio de relés tanto la bomba como el compresor y (3) que sea económico, versátil y fácil de conseguir en el mercado. En vista de lo anterior se puede escoger entre un PLC y un microcontrolador. Si bien hay una extensa gama de modelos de estos dispositivos que se pueden adaptar a las necesidades particulares del sistema, el bajo número de entradas y salidas necesarias para este proyecto y el menor costo del microcontrolador hacen que éste sea la opción indicada. De esta manera, el control de encendido y apagado del compresor y la bomba se lo va a realizar mediante un microcontrolador que se lo programará para que según los valores de las temperaturas medidas por las termocuplas prenda o apague sus salidas, que conectadas a relés fijarán el estado de encendido o apagado de los dispositivos mecánicos antes mencionados.

Se diseñará entonces un sistema de control automático en el que se programe a un

microcontrolador para que las temperaturas antes indicadas medidas por termocuplas sean las entradas que a través de la programación del mismo afecten sus salidas prendiéndolas o apagándolas para así fijar el estado de la bomba y el compresor. Más específicamente, entre las termocuplas y las entradas del microcontrolador van a ir conectados amplificadores de voltaje dado que la diferencia de voltaje emitida por las termocuplas no es detectable directamente por un microcontrolador.

A continuación se presentan brevemente los componentes antes mencionados incluyendo especificaciones técnicas de los mismos, las cuales fueron determinantes al momento de su selección.

4.2. COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE CONTROL AUTOMÁTICO

TERMOCUPLAS

Al momento de medir la temperatura del agua y los moldes se ha optado por utilizar termocuplas en vista del rango de temperaturas que pueden medir, la velocidad de reacción para trabajar con un sistema que se enfría de manera lenta (aproximadamente 150°C en diez minutos), facilidad de adaptación física y conectividad con el subsistema de control. Estos sensores están basados en el efecto Seebeck, explicado ya al hablar sobre refrigeración termoeléctrica. Así, al unir a dos cables, la diferencia de temperaturas entre los nodos produce una diferencia voltaje gracias a la cual se puede medir temperatura. De la gran variedad de termocuplas que se encuentran en el mercado, para este proyecto se ha seleccionado las de tipo K. Esto se debe a su rango de medición de temperaturas (-270° C a 1700°C) que es suficiente para los propósitos del sistema. En particular, las termocuplas que se van a usar en este proyecto son Thermocouple Standard Long Series Type K Sensor del fabricante MM Competitions Systems Ltd. debido a la adaptabilidad de su forma para colocarlas en los puntos donde se encuentran las temperaturas a medir, el aislamiento

térmico de su cable que soporta hasta 400°C, la facilidad de conexión con otros dispositivos como microcontroladores y amplificadores de señal. El respectivo catálogo con las especificaciones técnicas está adjunto en el Anexo 3. En la Figura 4.1. se muestra la localización de las termocuplas (en violeta): una en el tanque y otra en los moldes.

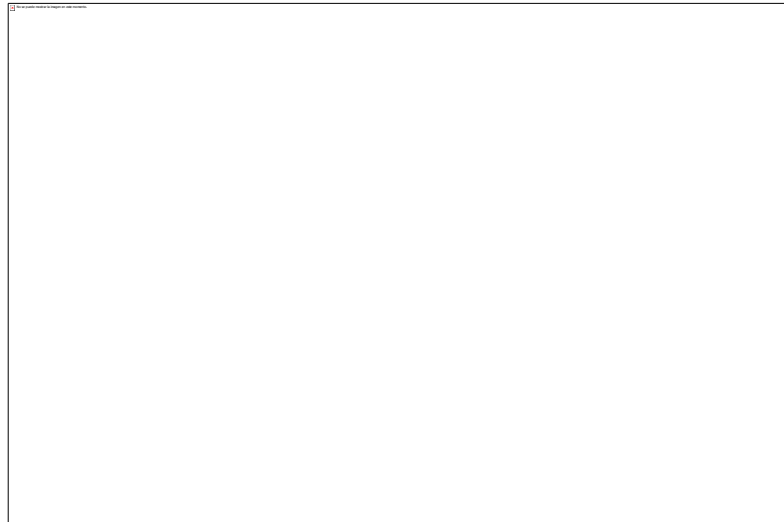


Figura 4.1. Localización de las termocuplas.

MICROCONTROLADOR

De la gran variedad de microcontroladores que hay en el mercado de empresas como Atmel, Mid West Micro-tek y Microchip, se decidió utilizar el PIC16F877A de Microchip debido a la gran cantidad de información bibliográfica que se encuentra del mismo, su comprobada efectividad en proyectos desarrollados en la USFQ y su fácil programación. Sus especificaciones técnicas que lo convierten en la opción idónea para este proyecto son:

- Convertidor A/D que resulta indispensable para convertir en digital la señal análoga que viene de las termocuplas. De esta manera la señal de las temperaturas puede ser tratada como bits dentro del código de programación, brindando una notable claridad y simplicidad en el código.

- Número de entradas y salidas que en total son 40 lo cual es más que suficiente para las conexiones que requiere el sistema. Además, el tipo de entradas y salidas (análogas y digitales) es también congruente con las necesidades del presente proyecto.
- Características eléctricas que hacen factible las conexiones necesarias para los relés y amplificadores de voltaje necesarios para tratar la señal de salida de las termocuplas. Los detalles de estos dispositivos se expondrán en los párrafos siguientes.
- Rango de temperaturas ambiente a las cuales funciona de manera adecuada que al ser de -55°C a 125°C garantiza el normal funcionamiento del microcontrolador.

RELÉS

La selección de los relés se la efectuó con base en los siguientes parámetros;

- La corriente máxima con que trabajan las salidas del microcontrolador, cuyo valor es 20 mA.
- El voltaje de trabajo de la bomba y el compresor: 110V.

Partiendo de las características anteriores se eligió el relé tipo RM1E del fabricante Carlo Gavazzi cuyo catálogo está en el Anexo 4.

AMPLIFICADORES DE SEÑAL DE LAS TERMOCUPLAS

Anteriormente se mostró que las termocuplas son los sensores indicados para la medición de las temperaturas del tanque y los moldes. Sin embargo, la diferencia de voltaje que emiten presenta dos problemas al momento de determinar el valor de la medición por medio de un microcontrolador. El primero es que la diferencia de voltaje es tan pequeña (del orden de mV) que no es detectada por el microcontrolador que trabaja en un rango de

0 – 5 V y el segundo es que dicha diferencia no varía de manera lineal con la temperatura, lo cual dificulta establecer el valor de la medición. Por esto se necesita un dispositivo electrónico que amplifique la señal a los valores antes mencionados y además la linealice. Con ese fin se seleccionó el TCK Amplifier del mismo fabricante de los sensores de temperatura escogidos anteriormente para ser conectado uno entre cada una de las termocuplas y su entrada respectiva del microcontrolador. Este amplificador realiza exactamente las tareas que se expuso arriba para las termocuplas de tipo K de este proyecto y sus especificaciones técnicas detalladas están en el Anexo 5. De esta manera se logra la conexión entre el microcontrolador y las termocuplas con una señal adecuada para el tratamiento dentro del microcontrolador.

4.2.1. PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR

Las tareas que debe cumplir el control automático del sistema y que fueron expuestas en párrafos anteriores se las logra con el encendido y apagado del compresor y la bomba en los momentos adecuados dados por las temperaturas del tanque y los moldes. Esta coordinación se la logra con el código del microcontrolador. Para el presente proyecto, se efectuó la programación utilizando el software Code Studio Plus, el cual trabaja con Basic. Esto representa una gran ventaja en vista que a los microcontroladores se los programa con lenguaje ensamblador que viene a ser mucho menos claro y práctico que el Basic. Code Studio Plus tiene la capacidad de convertir a lenguaje ensamblador el código escrito en Basic. En este código se implementó un rango de tolerancia para las temperaturas del fluido de trabajo para de esta manera evitar que el compresor se esté encendiendo apagando a repetidamente al oscilar la temperatura del agua alrededor del valor deseado. Cabe destacar que el compresor no se mantiene encendido a lo largo de todo el proceso, sino que al descender el valor de la temperatura del agua del valor mínimo de la tolerancia

permitida para la temperatura de trabajo éste se apaga para así evitar la congelación del fluido. La totalidad de las líneas del código en Basic está en el Anexo 6; sin embargo, para mayor claridad la figura 4.2 tiene diagrama de flujo donde:

- Tr es la temperatura del molde en °C
- Ta es la temperatura del agua en el tanque en °C
- Comp on y comp off es encender y apagar el compresor respectivamente
- Bomba on y bomba off es encender y apagar la bomba respectivamente

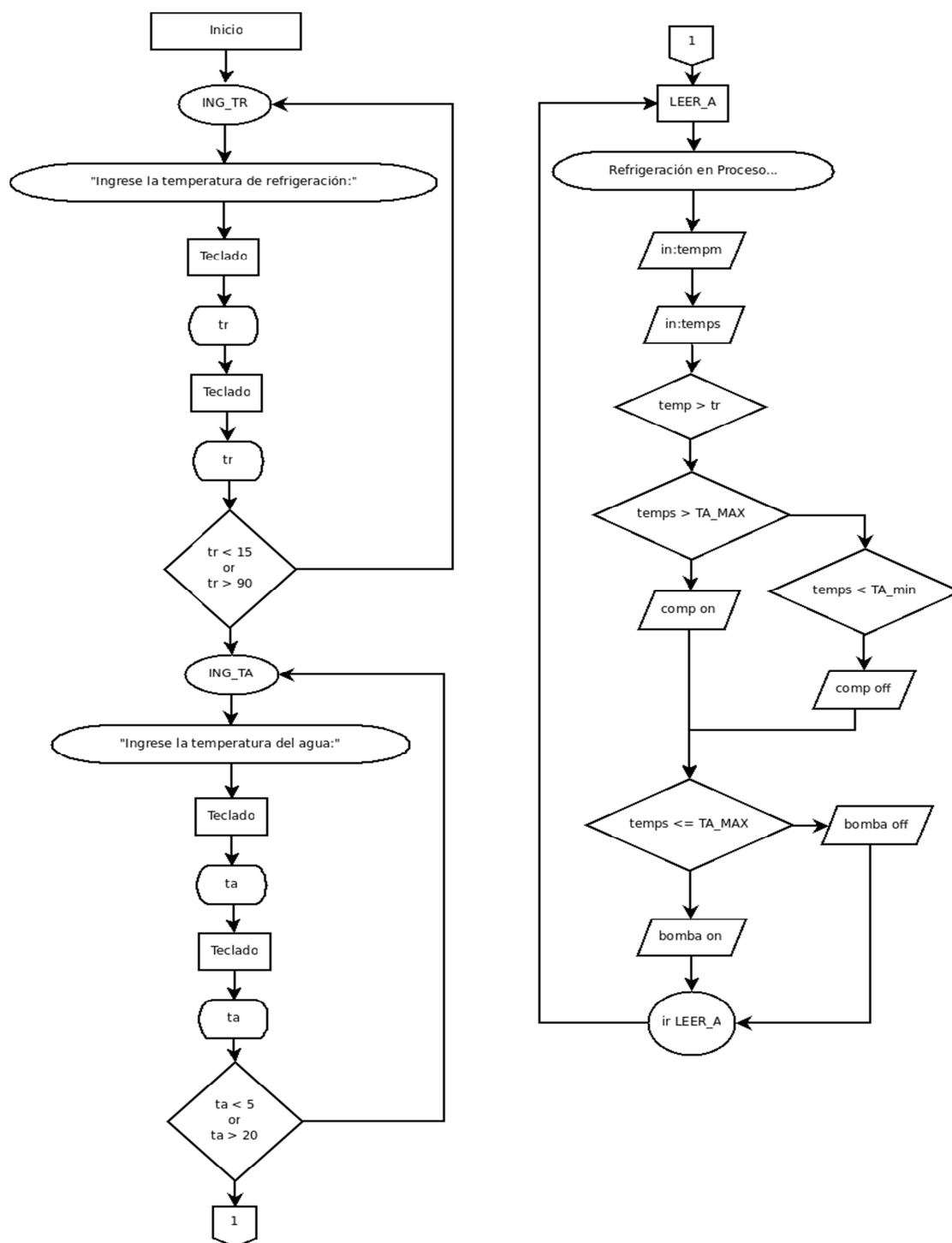


Figura 4.2. Diagrama de flujo del código del microcontrolador.

La señal de las termocuplas previamente linealizada de 0 a 5 V por el amplificador, al ser leída por las entradas fijadas como análogas del microcontrolador, es convertida a un cierto número de bits por la siguiente relación:

Tomando en cuenta que:

- En el código de programación la variable interna del microcontrolador relacionada con la lectura de temperatura se la fijó con una resolución de 1024 bits.

El catálogo del amplificador estipula:

- El rango de medición de temperatura asociado con la termocupla y el medidor es de 500°C (de -100°C a 400°C).
- La señal que sale del amplificador es lineal de 0-5 V.
- La señal a 0°C es de 1V.

Se realiza la siguiente división:

$$1024 \text{ bits} / 500^{\circ}\text{C} = 2.048 \text{ bits} / ^{\circ}\text{C}.$$

Por lo cual cada grado centígrado que sube la temperatura en medición da un aumento de 2.048 bits en la variable de temperatura y con las referencias mostradas anteriormente se determina que:

Temperatura medida = voltaje de salida del amplificador = 2.048 (bits/°C) x temperatura en °C incrementada desde -100°C (temperatura mínima): es decir:

$$0^{\circ}\text{C} = 1 \text{ V} = 2.048 \text{ (bits} / ^{\circ}\text{C)} \times 100^{\circ}\text{C} = 204.8 \text{ bits}$$

De manera análoga se pueden calcular el número de bits relacionado con varias temperaturas importantes de este proyecto, lo cual está implementado en una subrutina del código.

Para introducir las temperaturas de refrigeración del compuesto y del agua que circula por las placas se utilizará un teclado que consta de 16 pulsadores y que dispone de un conector macho de 8 pines que corresponde con las 4 filas y 4 columnas para realizar el control. Paralelamente, se utilizará un módulo LCD alfanumérico de 16 x 2 para desplegar tanto la información de las temperaturas ingresadas como del proceso de refrigeración. Tanto la conexión de estos componentes como las subrutinas en el código para implementarlos se

los tomó de Electrónica Práctica con Microcontroladores PIC. En el Anexo 8 se encuentra el layout donde consta la conexión de todos los componentes del subsistema de control automático con el microcontrolador.

Un código del programa en el que no constan las subrutinas del teclado y la pantalla LCD fue simulado en PIC SIMULATOR IDE. Esto se lo hizo en vista de que este software tiene dificultades al momento de trabajar con módulos LCD y teclados, pero da la posibilidad de ingresar los valores de las entradas y ver cómo se comportan las salidas. De esta manera se pudo comprobar el buen funcionamiento de la lógica del programa en las distintas condiciones de funcionamiento. Para esto se fijó como temperatura de trabajo del fluido 5°C y temperatura final de refrigeración 50°C. Además, se siguió el siguiente esquema en el cual se ingresó en las entradas el valor de las temperaturas del molde y agua para obtener los resultados constan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Tabulación de Resultados de simulaciones de valores de temperatura en entradas de microprocesador y estado de las salidas.

Temperatura ingresada de moldes (°C)	Temperatura ingresada del agua (°C)	Estado de sistema deseado	Estado de bomba en simulación	Estado de compresor en simulación
200	20	Refrigerar agua y no circularla	Apagado	Encendido
200	5	Refrigerar agua y circularla	Encendido	Encendido
40	5	Refrigeración de compuesto finalizada	Apagado	Apagado

En la Figura 4.3 se aprecia la simulación con una temperatura de los moldes y agua mayor a 50°C y 5°C, respectivamente. En la misma se distingue que las salidas (D6 y D7) del microcontrolador están encendidas, lo cual es congruente con el estado deseado de

refrigerar el fluido de trabajo y circularla a las placas refrigeradoras. Los archivos de las simulaciones en PIC SIMULATOR IDE y los catálogos de todos los componentes del sistema de control automático se encuentran adjuntos en el CD anexo de esta tesis.

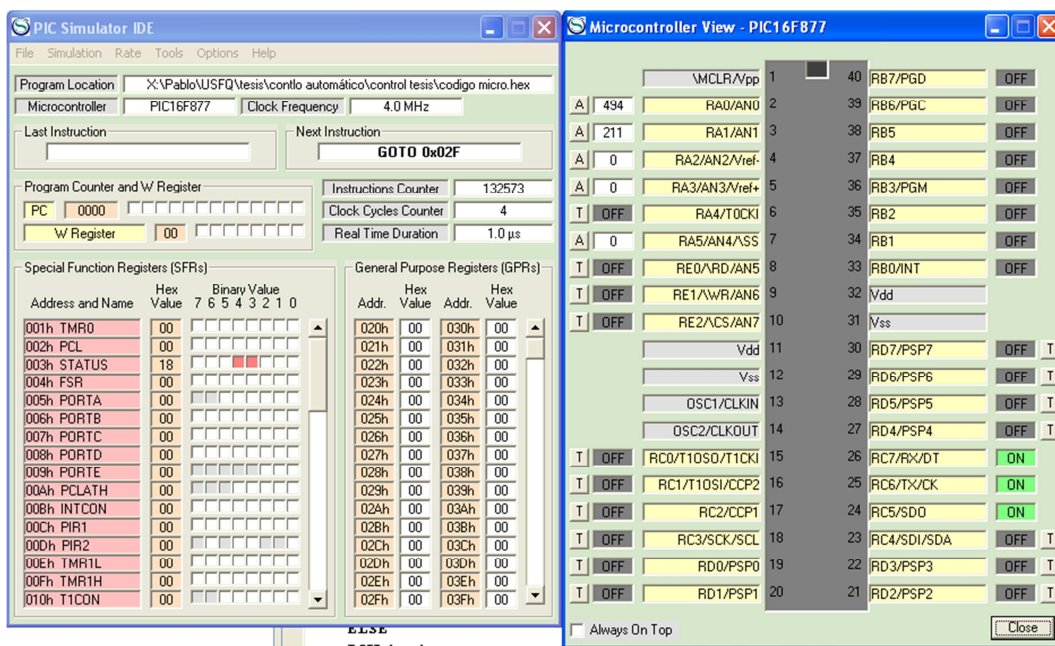


Figura 4.3. Simulación en PIC SIMULATOR IDE del sistema en estado de refrigeración y circulación del agua.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- El sistema de refrigeración que ha sido diseñado es apto para trabajar con la prensa que moldea polímeros y materiales compuestos de matriz polimérica por compresión del proyecto de Asimbaya y Proaño. Así, se ha cumplido el objetivo general de la tesis mediante la determinación de requerimientos funcionales para el sistema de refrigeración y de las especificaciones requeridas para el posterior diseño detallado, que después de ser optimizado se lo simuló bajo las condiciones de más altas exigencias a las que va a ser sometido.
- El sistema de refrigeración diseñado, cuyos planos para su construcción se encuentran en el anexo 7, está optimizado en términos de costo y eficiencia termodinámica, sin dejar de lado la protección al medio ambiente, observar la disponibilidad de componentes y considerar la eficiencia, seguridad y el mantenimiento.
- El sistema completo consta de subsistemas térmicos y de fluidos que se los ha diseñado para que trabajen juntos controlados por el subsistema de control automático.
- Este proyecto sirve como complemento del diseño del sistema estructural y de calentamiento de la prensa de Asimbaya y Proaño, por lo cual también brinda una retroalimentación que puede ser punto de partida para estudios futuros sobre el tema.

Recomendaciones

El sistema completo incluye las partes de transferencia de calor de los moldes y composite, circulación de agua, refrigeración del agua y control automático. De estas, la

más costosa es la refrigeración del agua, razón por la cual, se diseñó este subsistema de manera que se escojan los componentes (unidad condensadora, gas refrigerante) indicados para este proyecto en particular. Cabe destacar que en el mercado existen este tipo de sistemas ya armados y listos para su instalación y son llamados baños térmicos, cuyo precio es significativamente más alto que comprar los componentes por separado y construir el sistema. Este hecho, además de que no son diseñados para las necesidades específicas de este proyecto, lo cual deriva en adquirir un sistema sobredimensionado para garantizar el buen funcionamiento del mismo, hacen que la mejor opción sea diseñar el subsistema de refrigeración como se lo ha hecho en este trabajo.

En el Anexo 7 se encuentran los planos del sistema donde consta la disposición de las placas refrigeradoras, puente térmico y piezas conectoras.

En caso de utilizar el sistema de refrigeración diseñado para una producción en serie, es necesario mantener el agua del tanque a la temperatura de trabajo, para de esta manera no volverla a enfriar cada vez que inicia la refrigeración de un nuevo compuesto. Esto se lo logra ingresando por medio del teclado una temperatura de refrigeración final de moldes y compuesto menor a la requerida, para que de esta manera no se apague el sistema de refrigeración cuando el compuesto ha llegado a la temperatura deseada y se mantenga trabajando mientras se coloca en las placas refrigeradoras un nuevo conjunto de moldes y compuesto.

Para la circulación de agua se debe acoplar el tubo de cobre al tanque, a las placas refrigeradoras, a las T's y a la bomba. La soldadura del tubo de cobre del evaporador con el compresor se la debe realizar con varillas de plata al 15% como material de aporte. Para evitar transferencia de calor del ambiente al agua se debe recubrir la tubería con lana de vidrio. En caso de que se produzca una contrapresión al circular agua desde la bomba hacia las placas refrigeradoras la solución sería colocar una válvula check entre estos dos

componentes para de esta manera evitar el flujo de agua de vuelta a la bomba.

En la refrigeración del agua en el tanque es necesario doblar el tubo en forma de serpentín con una dobladora y soldarlo de la misma manera antes indicada al circuito. Para el tanque se recomienda el mismo recubrimiento que para la tubería expuesta al ambiente para evitar el calentamiento del agua.

Así, el costo total del sistema es el de los componentes y materias primas más las horas de trabajo para manufacturarlos, lo cual está detallado en el Anexo 9.

Es importante soldar correctamente el circuito por el cual fluye el gas refrigerante para que no se produzcan fugas, ya que esta sustancia es tóxica. Además, se debe tener precaución al manipular la lana de vidrio en vista que causa fuertes alergias cutáneas en algunas personas.

El tanque de agua debe ser limpiado periódicamente según el uso que se le de para que de esta manera el agua que circula esté libre de sedimentos que pueden derivar en mal funcionamiento de la bomba y problemas de fluidez. Además en caso de producirse estratificación del agua, se pueden soldar placas a la base del tanque de manera que estén situadas entre las columnas de tubos que se forman al doblar el serpentín.

ANEXOS

ANEXO 1

CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN DEL SISTEMA A VARIAS TEMPERATURAS DE CONDENSACIÓN Y EVAPORACIÓN

Temperatura de Condensación 35 [°C]										
Temperatura de Evaporación [°C]	Capacidad de Refrigeración +/- 5%			Consumo de Potencia +/- 5%		Corriente de Consumo +/- 5%	Flujo de Masa +/- 5%	Eficiencia +/- 7%		
	[kcal/h]	[kW]	[Btu/h]	[kW]	[A]	[kg/h]	[kcal/kWh]	[kW/kW]	[Btu/kWh]	
-15	849	988	3.370	456	6,50	18,23	1,86	2,17	7,39	
-10	1.063	1.236	4.218	499	6,77	22,89	2,13	2,48	8,46	
-5	1.318	1.533	5.231	542	7,05	28,49	2,43	2,83	9,66	
0	1.617	1.881	6.418	585	7,33	35,11	2,77	3,22	10,97	
5	1.962	2.282	7.785	628	7,63	42,83	3,12	3,63	12,39	
10	2.354	2.737	9.341	671	7,93	51,72	3,51	4,08	13,92	

Tomado de:

http://www.embraco.com.br/catalog/produto_dados_unid.aspx?item=2&subitem=1&codigo=515301149&frequencia=60&modelo=UJ6220Z%20&produto=3

ANEXO 2

GUÍA BREVE DE LOS PASOS SEGUIDOS EN EL ANÁLISIS TÉRMICO DE ELEMENTOS FINITOS

GUÍA RÁPIDA DE LOS PASOS SEGUIDOS EN EL ANÁLISIS TÉRMICO DE ELEMENTOS FINITOS

Para iniciar se realiza el dibujo del modelo en tres dimensiones en Autocad 2002 como se muestra en la Figura A2.1 y se lo exporta por medio del comando acisout con lo cual se obtiene un archivo de formato .sat.

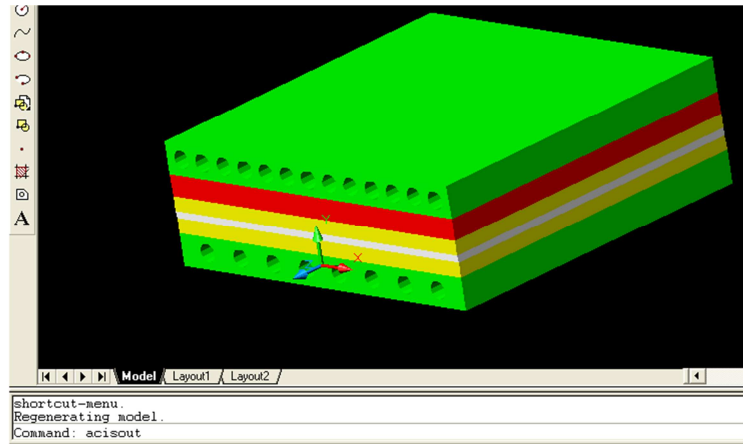


Figura A2.1. Dibujo en 3D del modelo realizado en AutoCAD 2002.

Desde Solidworks 2007 se abre el archivo .sat previamente exportado de la manera que consta en la Figura A2.2, con lo cual la geometría del modelo está lista como consta en la Figura A2.3.

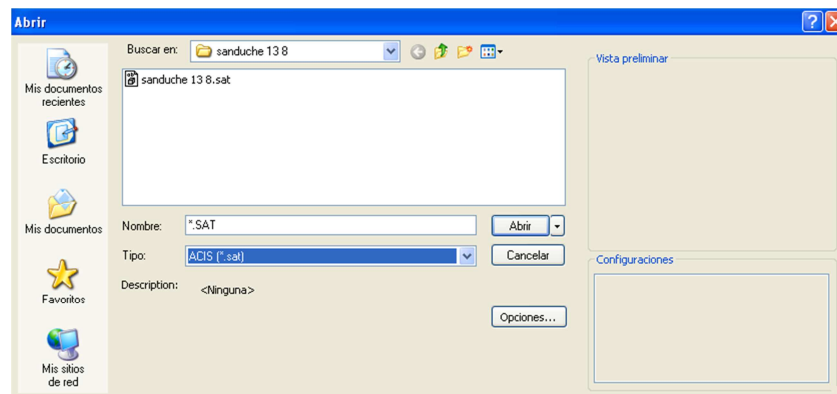


Figura A2.2. Ventana de Solidworks 2007 para abrir archivos.sat.

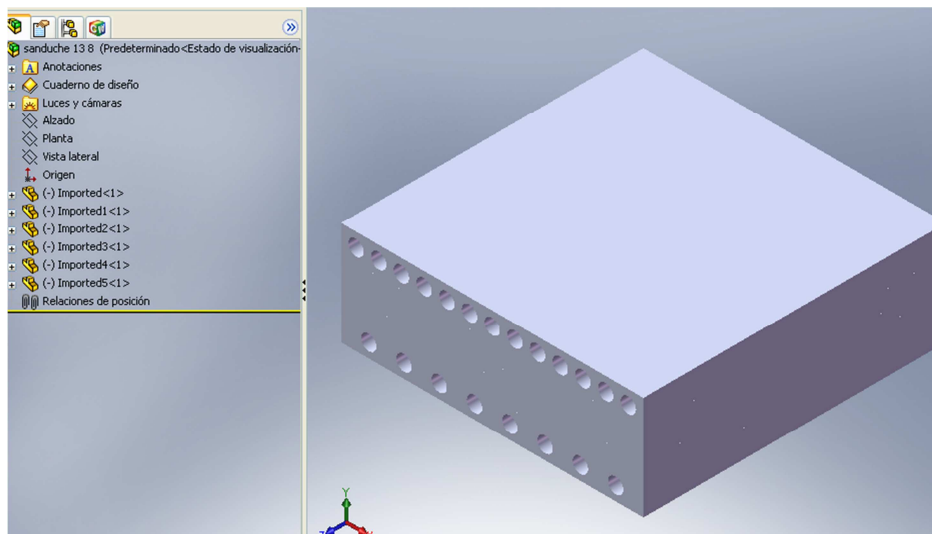


Figura A2.3. Sólidos del modelo en 3D importados desde AutoCAD 2002.

Después, mediante el cuadro de diálogo de la izquierda de la Figura A2.4 se escoge un material para cada elemento importado de una lista de materiales.

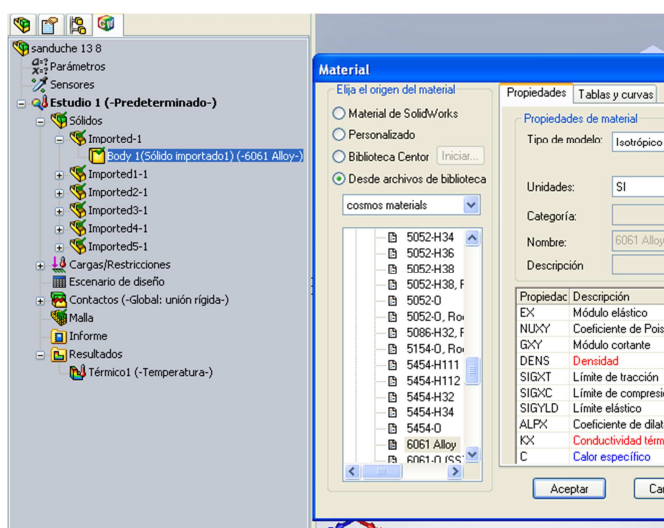


Figura A2.4. Cuadro de diálogo y ventana de CosmosWorks 2007 para seleccionar el material de los sólidos.

A continuación, utilizando el mismo cuadro de diálogo de la izquierda de la pantalla, se determinan las cargas y restricciones que en este caso son las temperaturas iniciales de los elementos y la convección por el flujo de agua como consta en las figuras A2.5. y A.2.6

respectivamente.

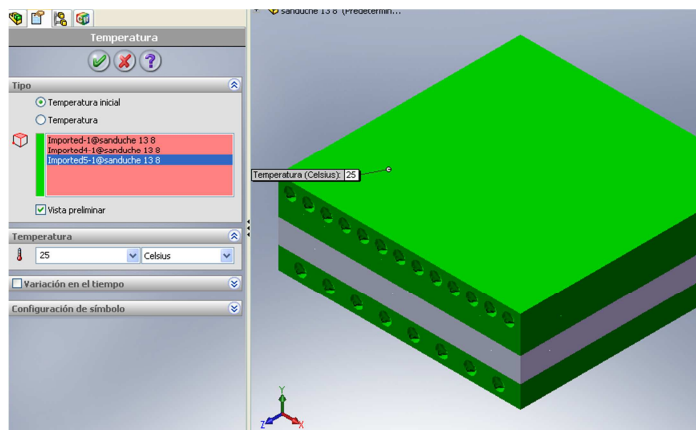


Figura A2.5. Ventana de CosmosWorks 2007 para determinar las temperaturas iniciales de los sólidos del modelo.

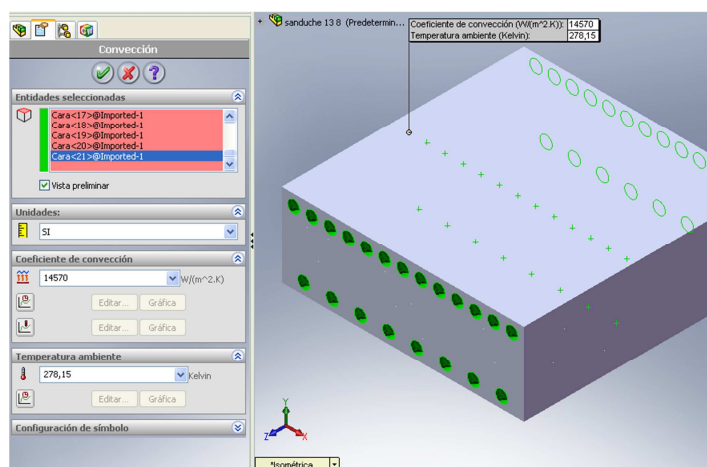


Figura A2.6. Ventana de CosmosWorks 2007 para determinar el coeficiente de convección de en las superficies correspondientes los sólidos del modelo.

Más adelante, partiendo del mismo cuadro de diálogo se introducen los sets de contacto entre los componentes y se les añade el valor de la resistencia térmica entre ellos como se muestra en la Figura A2.7.

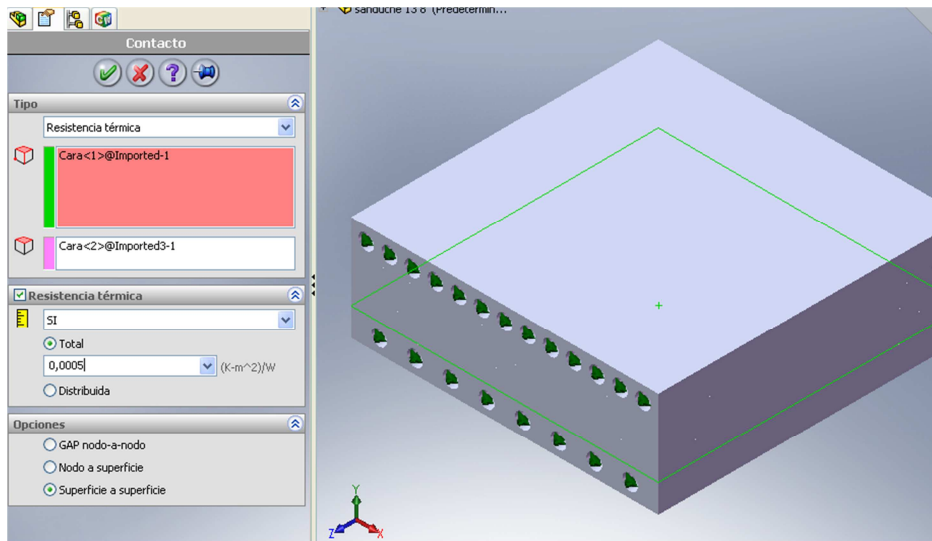


Figura A2.7. Ventana de CosmosWorks 2007 para determinar las superficies de contacto entre los sólidos del modelo y el valor de las mismas.

Para finalizar, se establecen las propiedades del estudio térmico con el cuadro de diálogo antes utilizado como se ve en la Figura A2.8.

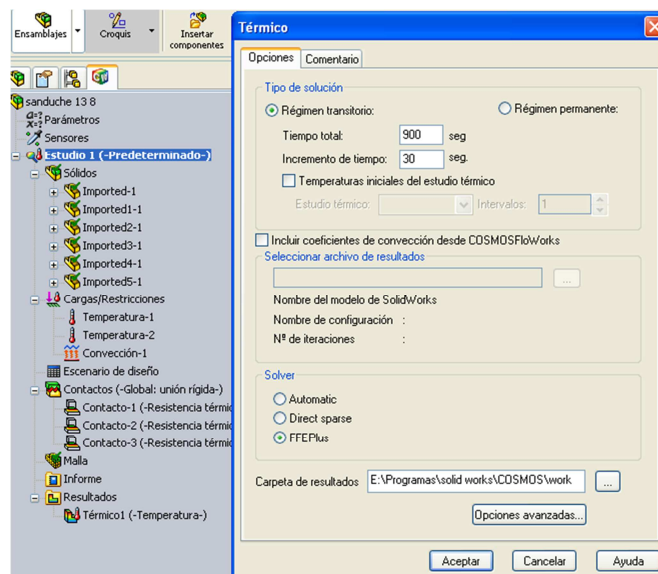


Figura A2.8. Ventana de CosmosWorks 2007 para determinar propiedades del análisis térmico.

Inmediatamente se escoge la opción mallar y ejecutar (con el menú desplegable que

aparece en la Figura A2.9) con lo cual el análisis se ejecuta y los resultados que se analizaron en el Capítulo 4 están disponibles desde el diálogo con que se ha trabajado a lo largo de esta guía.

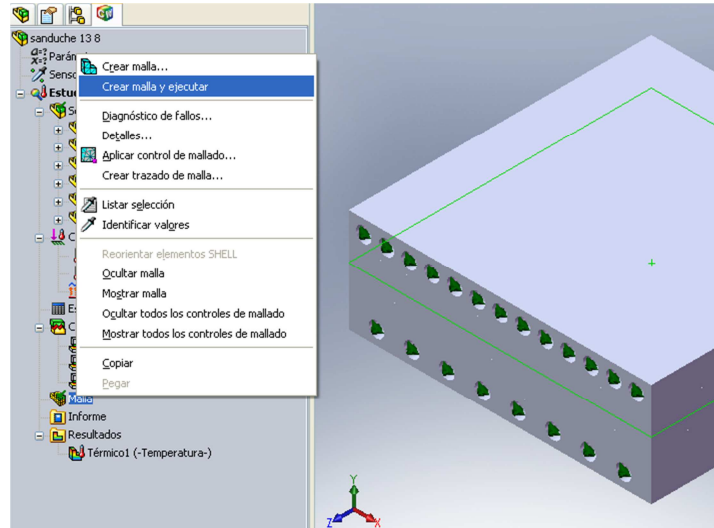


Figura A2.9. Menú desplegable de CosmosWorks 2007 para crear la malla del modelo y ejecutar el análisis térmico.

ANEXO 3

ESPECIFICACIONES DE LAS TERMOCUPLAS SELECCIONADAS

Temperature – Thermocouple

Standard long series Type 'K' Sensor



Description

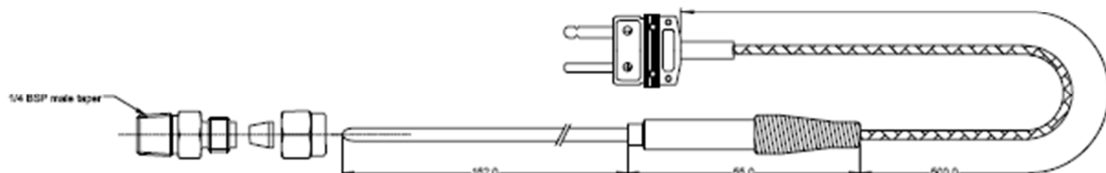
This high quality stainless steel thermocouple features a high temperature glass reinforced extension cable with a 3.2mm ungrounded hot junction.

Supplied complete with a resin filled miniature type K connector and spring strain relief for the cable entry.

Thermocouples may be measured directly using any of the MM range of TCK capture CAN modules or by using a standard 0-5V input channel when combined with the CS082/CS083 amplifier.



Dimensions



Technical Data - Sensor

Output..... Type K to DIN 43710
 Connector..... Miniature type K male
 Extension cable..... stainless steel braid
 with glass insulation up to 400 °C
 Probe diameter..... 1/8", 3.2 mm
 Temperature range..... -50 to 1150 °C
 Hot junction..... Un-grounded

Ordering information

Part No.	Cable length	Connector	Description	Order Code
TCKU	500	Mini TCK	Type K mini thermocouple - Ungrounded	23813000400
BRCK-18-18		n/a	Mounting gland kit	83813000410
B-FER-1/8"		n/a	Replacement olive fitting - bag of 10	83813000411

For further details please contact

MM Competition Systems Ltd
 Hyjuniper, Long Lane
 Shaw, Berkshire,
 RG14 2TA
 England

Tel: +44 (0)8707 444666
 Fax: +44 (0)8707 444888
www.mmcompsys.com
mail@mmcompsys.com

ANEXO 4

ESPECIFICACIONES DE LOS RELÉS SELECCIONADOS

Solid State Relays Industrial, 1-Phase Analog Switching Type RM1E



- AC Solid State Relay
- Analog switching (phase-angle control) for resistive and slightly inductive load applications
- 4 to 20 mA control current
- Rated operational current: 25, 50 and 100 AACrms
- Rated operational voltage: Up to 600 VACrms
- Variable intensity LED-indication according to input current
- Integral snubber network

Product Description

The analog switching relay works in accordance with the phase angle control principle, i.e. the output switching point in the AC sine wave depends on the control current. 4 mA corresponds to no switching and 20 mA corresponds

to full sine wave (near linear power response). The relay switches off every time the output current crosses zero, and switches ON in accordance with the applied control current.

Ordering Key

RM 1E 60 AA 50

Solid State Relay
Number of Poles
Switching mode
Rated operational voltage
4 to 20 mA control current
Rated operational current

Type Selection

Switching mode	Rated operational voltage	Rated operational current	Control current	Non-rep. peak voltage
E: Analog switching	230 VAC* 400 VAC 480 VAC 600 VAC**	25: 25 A 50: 50 A 100: 100 A	AA: 4 - 20 mA	23 : 600 V _p 40 : 850 V _p 48 : 1200 V _p 60 : 1400 V _p

* Also suitable for 110 VAC
** Also suitable for 480 VAC

Selection Guide

Rated operational voltage	Non-rep. voltage	Control current	Rated operational current		
			25 A	50 A	100 A
230 VAC	600 V _p	4 - 20 mA	RM1E23AA25	RM1E23AA50	RM1E23AA100
400 VAC	850 V _p	4 - 20 mA	RM1E40AA25	RM1E40AA50	RM1E40AA100
480 VAC	1200 V _p	4 - 20 mA	RM1E48AA25	RM1E48AA50	RM1E48AA100
600 VAC	1400 V _p	4 - 20 mA	RM1E60AA25	RM1E60AA50	RM1E60AA100

General Specifications

	RM 1E 23 AA ..	RM 1E 40 AA ..	RM 1E 48 AA ..	RM 1E 60 AA ..
Operational voltage range	90 to 280 VAC	340 to 460 VAC	90 to 550 VAC	410 to 660 VAC
Non-rep. peak voltage	600 V _p	850 V _p	1200 V _p	1400 V _p
Operational frequency range	45 to 65 Hz	45 to 65 Hz	45 to 65 Hz	45 to 65 Hz
Power factor	> 0.75	> 0.75	> 0.75	> 0.75
Approvals	UL, cUL, CSA	UL, cUL, CSA	UL, cUL, CSA	UL, cUL, CSA
CE-marking	Yes	Yes	Yes	Yes

Specifications are subject to change without notice (07.02.2005)

1

RM1E



Output Specifications

	RM1E..AA25	RM1E..AA50	RM1E..AA100
Rated operational current ACS1 Ta=25 °C ACS3a Ta=25 °C	25 A 5 A	50 A 15 A	100 A 20 A
Minimum operational current	150 mA	150 mA	150 mA
Rep. overload current t=1s	55 A _p	125 A _p	150 A _p
Non-rep. surge current t=10ms	300 A _p	600 A _p	1150 A _p
Off-state leakage current	< 3 mA	< 3 mA	< 3 mA
I _{ft} for fusing t= 1-10 ms	450 A ² s	1680 A ² s	6600 A ² s
Critical di/dt @ 50hz	≥ 100 A/μs	≥ 100 A/μs	≥ 100 A/μs
Critical dV/dt off-state min.	1000 V/μs	1000 V/μs	1000 V/μs

Input Specifications

Control current range	4-20 mA
Pick up current	4.2 mA
Drop out current	4.1 mA
Response time (input to output)	15ms
Voltage drop	<10 VDC @ 20 mA
Dynamic impedance	≥ 330 Ω
Allowable input current (max.)	≤ 50 mA
Reverse polarity protected	Yes

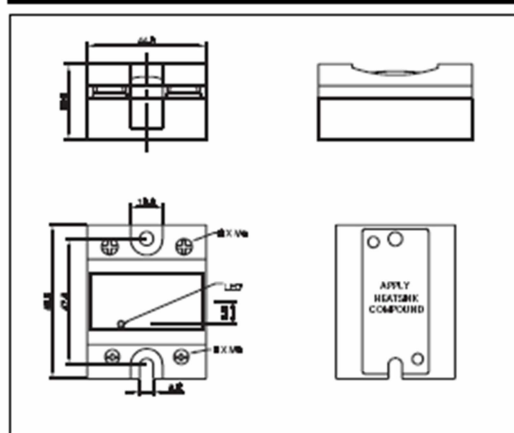
Thermal Specifications

Operating temperature	-20° to +70°C (-18° to +158 °F)
Storage temperature	-20° to +100°C (-4° to +212 °F)
Junction temperature	125°C (257 °F)

Insulation

Rated insulation voltage	
Input to output	≥ 4000 Vrms
Output to case	≥ 4000 Vrms

Dimensions

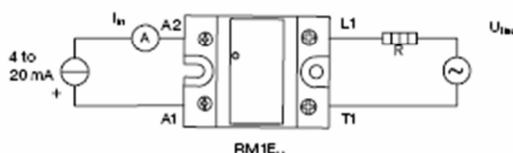


Housing Specifications

Weight	
25 A, 50 A	Approx. 60 g
100 A	Approx. 100 g
Housing material	Noryl, black
Baseplate	
25 A, 50 A	Aluminium
100 A	Copper, nickel-plated
Relay	
Mounting screws	M5
Mounting torque	1.5-2.0 Nm
Control terminal	
Mounting screws	M3 x 9mm
Mounting torque	0.5 Nm
Power terminal	
Mounting screws	M5 x 9mm
Mounting torque	2.4 Nm

Applications

This relay is suitable for control of heaters, lighting and slightly inductive loads such as small fans.
The relay can also be used for soft turn-on of high-power incandescent lamps.



Transfer Characteristics

Output power as a function of control input (4 to 20mA)

I _{in} [mA]	P _{out} [%]
4	0
6	13
8	25
10	38
12	50
14	63
16	75
18	88
20	99

RM1E



Heatsink Dimensions (load current versus ambient temperature)

With the output fully ON (360° conduction angle)

RM1E..25

Load current [A]	Thermal resistance [K/W]						Power dissipation [W]
	20	30	40	50	60	70	
25.0	3.23	2.80	2.37	1.94	1.51	1.09	23
22.5	3.70	3.21	2.73	2.24	1.75	1.26	21
20.0	4.30	3.74	3.17	2.61	2.05	1.49	18
17.5	5.07	4.41	3.76	3.10	2.44	1.78	15
15.0	6.12	5.33	4.54	3.75	2.96	2.17	13
12.5	7.58	6.61	5.64	4.66	3.69	2.72	10
10.0	9.80	8.55	7.30	6.05	4.80	3.55	8
7.5	13.5	11.80	10.09	8.37	6.66	4.94	6
5.0	-	18.3	15.7	13.04	10.39	7.74	4
2.5	-	-	-	-	-	7	2

Ambient temp. [°C]

RM1E..50

Load current [A]	Thermal resistance [K/W]						Power dissipation [W]
	20	30	40	50	60	70	
50.0	1.25	1.07	0.88	0.70	0.52	0.34	55
45.0	1.46	1.25	1.04	0.84	0.63	0.42	48
40.0	1.73	1.49	1.25	1.01	0.77	0.52	41
35.0	2.08	1.80	1.51	1.23	0.94	0.66	35
30.0	2.56	2.22	1.87	1.53	1.18	0.84	29
25.0	3.24	2.81	2.38	1.95	1.52	1.09	23
20.0	4.26	3.71	3.15	2.59	2.03	1.47	18
15.0	5.99	5.22	4.45	3.67	2.90	2.12	13
10.0	9.49	8.27	7.06	5.85	4.64	3.43	8
5.0	-	17.5	15.0	12.4	9.91	7.39	4

Ambient temp. [°C]

RM1E..100

Load current [A]	Thermal resistance [K/W]						Power dissipation [W]
	20	30	40	50	60	70	
100.0	0.60	0.52	0.43	0.34	0.26	0.17	117
90.0	0.74	0.64	0.54	0.44	0.34	0.24	101
80.0	0.91	0.79	0.68	0.56	0.45	0.33	87
70.0	1.09	0.96	0.82	0.68	0.55	0.41	73
60.0	1.33	1.16	1.00	0.83	0.66	0.50	60
50.0	1.66	1.45	1.24	1.04	0.83	0.62	48
40.0	2.16	1.89	1.62	1.35	1.08	0.81	37
30.0	3.01	2.64	2.26	1.88	1.51	1.13	27
20.0	4.73	4.14	3.55	2.96	2.37	1.78	17
10.0	9.94	8.70	7.45	6.21	4.97	3.73	8

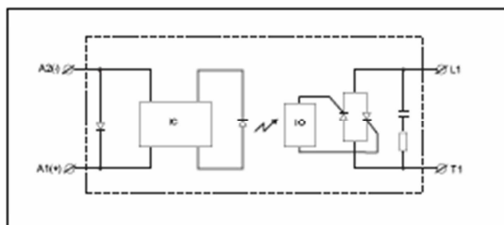
Ambient temp. [°C]

Heatsink Selection

Carlo Gavazzi Heatsink (see Accessories)	Thermal resistance...	..for power dissipation
No heatsink required	---	N/A
RHS 300	5.00 K/W	> 0 W
RHS 100	3.00 K/W	> 25 W
RHS 45A	2.70 K/W	> 55 W
RHS 45B	2.00 K/W	> 60 W
RHS 90	1.35 K/W	> 60 W
RHS 45A plus fan	1.25 K/W	> 0 W
RHS 45B plus fan	1.20 K/W	> 0 W
RHS 112	1.10 K/W	> 100 W
RHS 301	0.80 K/W	> 80 W
RHS 90 plus fan	0.45 K/W	> 0 W
RHS 112 plus fan	0.40 K/W	> 0 W
RHS 301 plus fan	0.25 K/W	> 0 W
Consult your distributor	< 0.25 K/W	N/A
Infinite heatsink	---	N/A
- No solution	---	N/A

Note: For power dissipation values smaller than those shown above, please refer to the corresponding heatsink curve in the SSR Accessories Section is referred to.

Functional Diagram



Specifications are subject to change without notice (07.02.2005)

ANEXO 5

ESPECIFICACIONES DE LOS AMPLIFICADORES DE SEÑAL

SELECCIONADOS

Temperature – TCK amplifier

Miniature TCK 'K' to 0-5v signal convertor



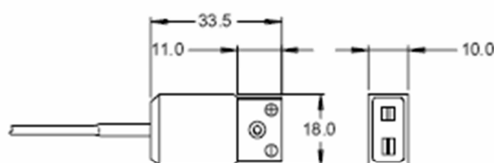
Description

This miniature device is able to convert the signal from any type K ungrounded thermocouple into a linear 0-5v output. Only a simple 2-point line calibration is then necessary within the logging system for an output in deg C.

Low current consumption means that multiple devices may be powered by the same Vref supply.



Dimensions



Technical Data

Supply voltage 5 > 16 v
 Linearity 0.25 %
 Scaling 4mV / °C
 Operating temperature of amplifier 0 > 120 °C
 Sealing IP63
 Use with thermocouple type K
 Housing Anodised aluminium
 Weight 15 g

0 > 1250 °C device
 Scaling 4mV / °C
 Signal at 0 °C 0 v
 Initial Inaccuracy +/- 2 °C
 Relative error (0-80 °C device temp) +/- 1 %

-100 > 400 °C device
 Scaling 10mV / °C
 Signal at 0 °C 1 v
 Initial Inaccuracy +/- 1 °C
 Relative error (0-80 °C device temp) +/- 0.5 %

-50 > 200 °C device
 Scaling 20mV / °C
 Signal at 0 °C 1 v
 Initial Inaccuracy +/- 1 °C
 Relative error (0-80 °C device temp) +/- 0.5 %

Electrical connections

Connector - Amp	1	2	3	4	5
Wire	Red	White	Blue		
FGG OB 303 Lemo	5V	signal	ground		
AS6 06 05 PN HE	5V	signal	ground	not used	not used

Ordering information

Part No.	Cable length	Connector	Description	Order Code
CS082	250	FGG OB 303	TCK 'K' > 0-5V amplifier 0 > 1250 °C	23820211801
CS083	250	AS6 06 05 PN HE	TCK 'K' > 0-5V amplifier 0 > 1250 °C	23820211802
CS130	250	AS6 06 05 PN HE	TCK 'K' > 0-5V amplifier -100 > +400 °C	23820212802
CS132	250	AS6 06 05 PN HE	TCK 'K' > 0-5V amplifier -50 > +200 °C	23820212902

For further details please contact

MM Competition Systems Ltd
 Hyjuniper, Long Lane
 Shaw, Berkshire,
 RG14 2TA
 England

Tel: +44 (0)8707 444666
 Fax: +44 (0)8707 444888
 www.mmcompsys.com
 mail@mmcompsys.com

ANEXO 6

CÓDIGO DE LA PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR

```
DEFINE ADC_BITS 10 'bits utilizados por AD
```

```
define OSC 20 'frecuencia oscilador
```

```

DEFINE ADC_CLOCK 3    ' Reloj AD (rc = 3)
DEFINE ADC_SAMPLEUS 50    ' Tiempo de muestreo en microsegundos

```

```
'TECLADO
```

```
FILA_A VAR PORTD.0
```

```
FILA_B VAR PORTD.1
```

```
FILA_C VAR PORTD.2
```

```
FILA_D VAR PORTD.3
```

```
COL_UNO VAR PORTD.4
```

```
COL_DOS VAR PORTD.5
```

```
COL_TRES VAR PORTD.6
```

```
COL_CUATRO VAR PORTD.7
```

```
Y VAR ByTE
```

```
X VAR BYTE
```

```
TA var word
```

```
TR var word
```

```
'LIMITES DE TOLERANCIA
```

```
TA_MAX var word
```

```
TA_MIN var word
```

```
'lcd
```

```
DEFINE LCD_DREG PORTB
```

```
DEFINE LCD_DBIT 4
```

```
DEFINE LCD_RSBIT 3
```

```
DEFINE LCD_EREG PORTB
```

```
DEFINE LCD_EBIT 2
```

```
'configuracion A/D
```

```
ADCON1 = 130 'usar todo el puertoA y puertoE como analogo
```

```
'configuracion E/S puerto paralelo
```

```
TRISD=%11111111
```

```
TRISB=%00000000
```

```
high portc.5
```

```
'variables
```

```
tempm var word
```

```
tempm0 var tempm.byte0
```

```
tempm1 var tempm.byte1
```

```
temps var word
```

```
temps0 var temps.byte0
```

```
temps1 var temps.byte1
```

```
bomba var portc.7
```

comp var portc.6

INICIO:

Y = 0

X = 0

ING_TR:

LCDOUT \$FE,1, "INGRESE LA TEMPERATURA DE REFRIGERACION:"

GOSUB TECLADO

LCDOUT \$FE,1, DEC X

GOSUB TECLADO

LCDOUT \$FE,1, "TEMPERATURA DE REFRIGERACION:", DEC TR

IF TR < 15 OR TR > 90 THEN

Y = 0

GOTO ING_TR

ENDIF

ING_TA:

LCDOUT \$FE,1, "INGRESE LA TEMPERATURA DEL AGUA:"

GOSUB TECLADO

LCDOUT \$FE,1, DEC X

GOSUB TECLADO

LCDOUT \$FE,1, "TEMPERATURA DEL AGUA:", DEC TA

IF TA < 5 OR TA > 20 THEN

Y = 2

GOTO ING_TA

ENDIF

LCDOUT \$FE,1, "REFRIGERACION EN PROCESO..."

'CAMBIO DE VALOR DE VARIABLE DE TECLADO A

'VALOR EN BITS

TR = 205 + 2* TR

TA = 205 + 2* TA

'LIMITES DE TOLERANCIA

TA_MAX= 103 * TA / 100

TA_MIN= 97 * TA / 100

leerA:

ADCON0 = \$41

Gosub getm

ADCON0 = \$49

Gosub gets

if tempm > TR then

 if temps > TA_MAX then

 high comp

 else

 if temps < TA_MIN then

 LOW COMP

 endif

 endif

 if temps <= TA_MAX then

 high BOMBA

 else

 low BOMBA

 endif

ELSE

 LOW bomba

 LOW comp

 LCDOUT \$FE,1, "FIN DEL PROCESO DE REFRIGERACION."

 PAUSE 5000

 GOTO INICIO

ENDIF

goto leerA

getm:

 Gosub getad

 tempm1 = ADRESH

 tempm0 = ADRESL

Return

gets:

 Gosub getad

 temps1 = ADRESH

 temps0 = ADRESL

Return

getad:

 Pauseus 50 ' Wait for channel to setup

 ADCON0.2 = 1 ' Start conversion

 pauseus 50 ' Wait for conversion

Return

TECLADO:

```

LOW FILA_A
  IF COL_UNO=0 THEN X=7 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_DOS=0 THEN X=8 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_TRES=0 THEN X=9 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_CUATRO=0 THEN X=7 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
HIGH FILA_A

```

```

LOW FILA_B
  IF COL_UNO=0 THEN X=4 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_DOS=0 THEN X=5 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_TRES=0 THEN X=6 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_CUATRO=0 THEN X=0 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
HIGH FILA_B

```

```

LOW FILA_C
  IF COL_UNO=0 THEN X=1 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_DOS=0 THEN X=2 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_TRES=0 THEN X=3 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_CUATRO=0 THEN X=0 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
HIGH FILA_C

```

```

LOW FILA_D
  IF COL_UNO=0 THEN X=0 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_DOS=0 THEN X=0 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_TRES=0 THEN X=0 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
  IF COL_CUATRO=0 THEN X=0 : GOSUB AR: GOSUB INGRESO
HIGH FILA_D

```

```

RETURN

```

```

AR:

```

```

  IF COL_UNO=0 THEN GOTO AR
  IF COL_DOS=0 THEN GOTO AR
  IF COL_TRES=0 THEN GOTO AR
  IF COL_CUATRO=0 THEN GOTO AR

```

```

RETURN

```

```

INGRESO:

```

```

  IF Y =0 THEN TR =0 : TR = X *10
  IF Y =1 THEN TR = TR + X
  IF Y =2 THEN TA = 0 : TA= X * 10
  IF Y =3 THEN TA = TA + X

```

RETURN

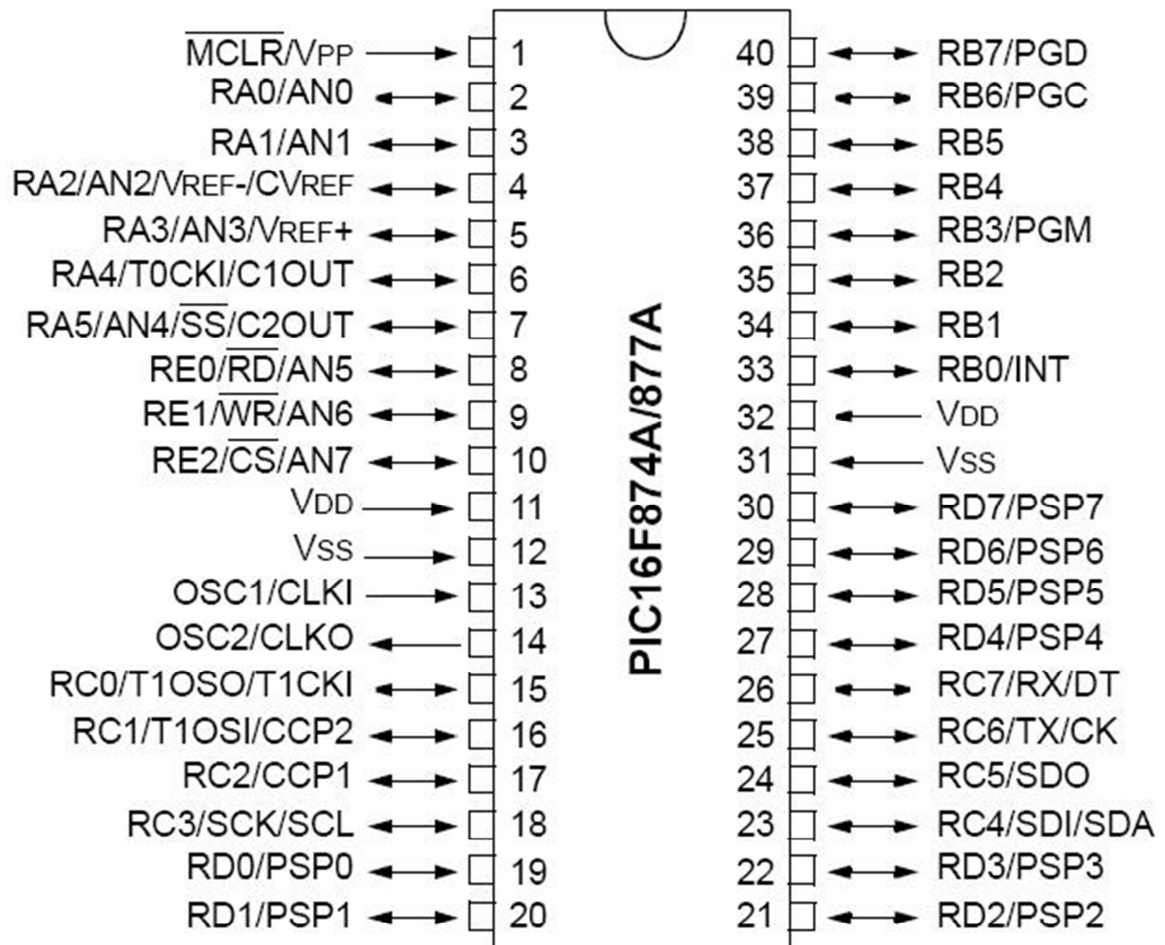
ANEXO 7
PLANOS DEL SISTEMA TÉRMICO

ANEXO 8

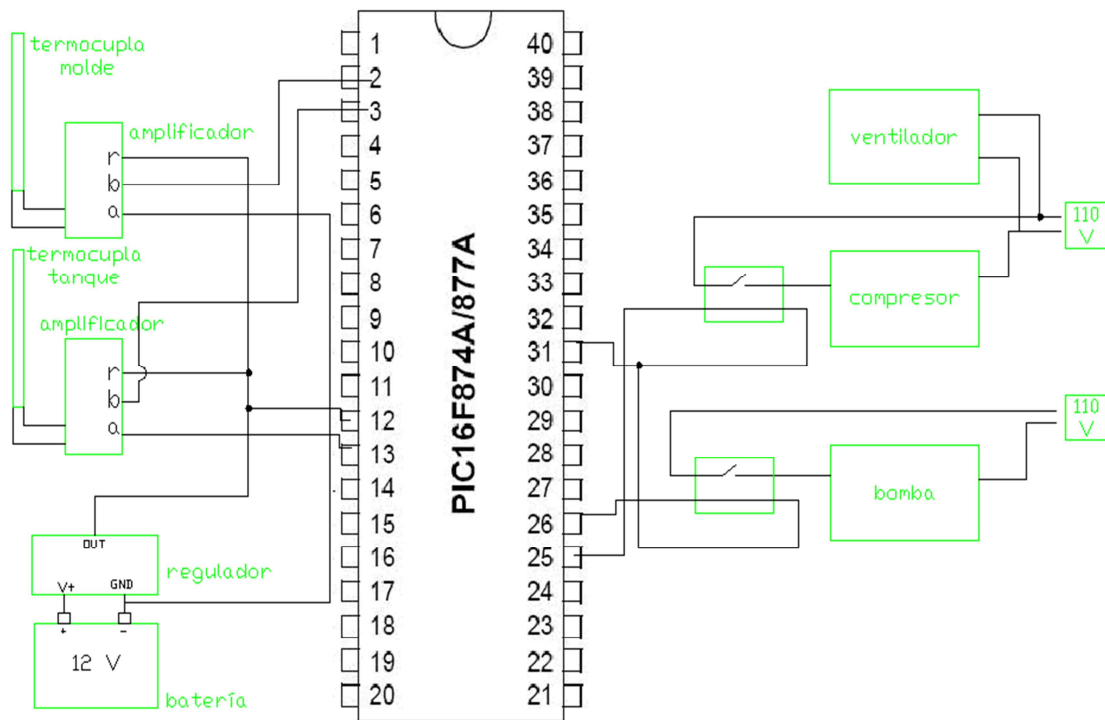
LAYOUT DE LOS CIRCUITOS DE CONTROL Y POTENCIA

PUERTOS DEL MICROCONTROLADOR

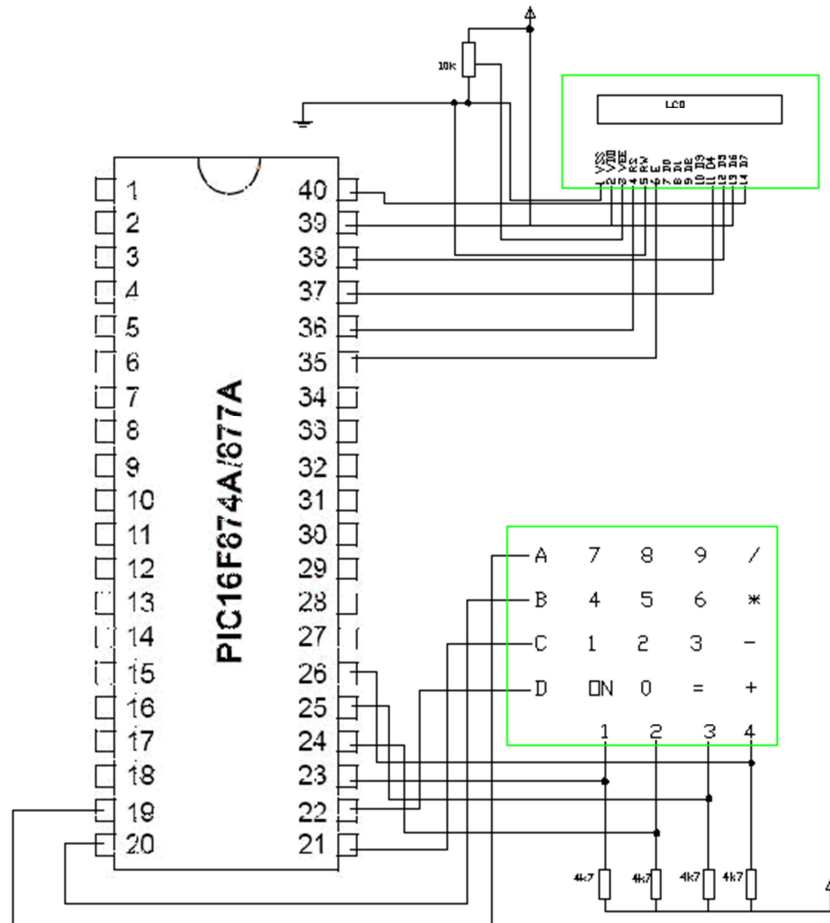
40-Pin PDIP



CONEXIÓN DE LA BOMBA, COMPRESOR, VENTILADOR Y TERMOCUPLAS



CONEXIÓN DEL MÓDULO LCD Y TECLADO



ANEXO 9

COSTOS DE LOS COMPONENTES Y CONSTRUCCIÓN DEL

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

ITEM	PRECIO (USD)
Relés RM1E (2)	18.00

TCK Amplifiers	170.00
Thermocuple Standard Long Series Type K Sensor (2)	20.00
Microcontrolador PIC 16F877A	19.13
Cable sólido de cobre No. 14 (3 metros)	6.15
Rollo de tubería de cobre de ½ pulgada	99.68
Filtro secador	15.66
Visor de liquido	9.20
Unidad condensadora de ½ hp	404.00
10 Varillas de plata al 15%	30.56
Válvula de expansión	52.64
Bomba centrífuga Paolo Pkm 60-1	42.53
Aluminio para placas refrigeradoras y piezas conectoras	100.00
Manufactura de placas refrigeradoras y piezas conectoras (horas de trabajo)	30.00
Manufactura de sistema de refrigeración (horas de trabajo por soldadura, dobladura de tubos y ensamblaje de componentes)	80.00
Lana de vidrio	4.00
LCD alfanumérico	15.00
Teclado de 16 x 2 de 8 pines con conector macho de 8 pines	8.00
TOTAL	1007.55

Lista de proveedores:

PROVEEDOR	ITEMS
-----------	-------

Aluminio Reynolds	Aluminio
Megafrío	Sistema de refrigeración
Kiwy	Bomba
Laboratorio técnico	Componentes control automático

Bibliografía

Askeland, Donald. La ciencia e ingeniería de los materiales. Trad. Guerrero Gonzalo. México, D.F. : Grupo Editorial Iberoamérica, 1987.

Callister, William. Fundamentals of Materials Science and Engineering An Integrated Approach. Segunda Edición. John Wiley and Sons Inc, 2005.

Cengel Yunus y Boles Michael. Termodinámica Quinta Edición. Trad. Cordero Carlos y Moreno Norma. México: McGraw Hill, 2006.

Incropera Frank y Dewitt David. Introduction to Heat Transfer. Fourth Edition. New York: John Wiley and Sons, 2002.

Mills, Anthony. Heat Transfer. Boston: IRWIN INC, 1992.

Página Web TE Technology: <http://www.leelanau.com>

Mazumdar, Zanjay. Composites Manufacturing Materials, Product and Process Engineering. London: CRC Press LLC, 2002.

Kreith, Frank. The CRC Handbook of Thermal Engineering. London: CRC Press LLC, 2002.

Corrales, Santiago, Electrónica Práctica con Microcontroladores PIC. Ecuador: 2006.