



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

AUTORES:

**NARANJO QUINGAÍZA CARLOS DAVID
ROMÁN HERNÁNDEZ LUIS ANDRÉS**

**TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CÁMARAS DE REACCIÓN PARA
ENSAYOS TÉRMICOS CON Y SIN CAMBIO DE FASE CON UN
CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL DE 500 WATTS”**

**DIRECTOR: ING. VILLAVICENCIO ANGELO
CODIRECTOR: ING. GUASUMBA JOSÉ**

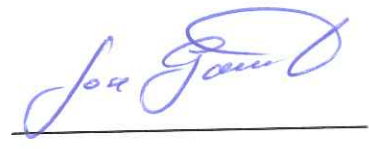
SANGOLQUÍ, ABRIL 2015

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto titulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CÁMARAS DE REACCIÓN PARA ENSAYOS TÉRMICOS CON Y SIN CAMBIO DE FASE CON UN CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL DE 500 WATTS", fue realizado en su totalidad por Carlos David Naranjo Quingáza y Luis Andrés Román Hernández, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.



Ing. Angelo Villavicencio
DIRECTOR



Ing. José Guasumba
CODIRECTOR

Sangolquí, 2015-03-17

AUTORIA DE RESPONSABILIDAD

Carlos David Naranjo Quingaíza y Luis Andrés Román Hernández

DECLARAMOS QUE:

El trabajo de grado: “ **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CÁMARAS DE REACCIÓN PARA ENSAYOS TÉRMICOS CON Y SIN CAMBIO DE FASE CON UN CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL DE 500 WATTS**”, ha sido desarrollado citando las fuentes correspondientes y respetando las disposiciones legales que protegen los derechos de autor vigentes.

Por tal razón, las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores.



Carlos David Naranjo Quingaíza

CI: 171639312-7



Luis Andrés Román Hernández

C.I 171633956-7

Sangolquí, Abril 2015

AUTORIZACIÓN

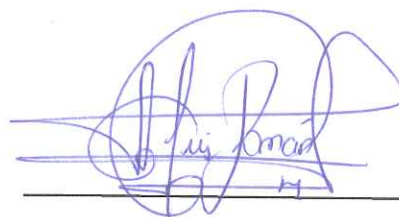
Carlos David Naranjo Quingaíza y Luis Andrés Román Hernández

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo: tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE CÁMARAS DE REACCIÓN PARA ENSAYOS TÉRMICOS CON Y SIN CAMBIO DE FASE CON UN CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL DE 500 WATTS”**, cuyo contenido, ideas y criterios es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.



Carlos David Naranjo Quingaíza

CI: 171639312-7



Luis Andrés Román Hernández

C.I 171633956-7

Sangolquí, Abril 2015

DEDICATORIA

El presente proyecto de grado lo dedico a mi familia, ya que su apoyo incondicional ha sido primordial para superar cada etapa de mi vida, en especial a mi Padre Carlos Naranjo Reina por ser el puntal fundamental en mi formación académica y personal, a mi madre Anita Quingaíza que gracias a su apoyo y cariño incondicional me ha permitido llegar hasta esta etapa de mi vida, además a mis hermanas Ximena, Lucia y Yadira que más que hermanas han sido mis consejeras y compañeras, a mis sobrinos Ángel, Andrés y Anahí que son mi fuente de inspiración y motivación, y a mis hermanos políticos Ángel y Juan que han contribuido con su sabiduría y ayuda para la culminación de esta tesis.

Carlos David Naranjo Quingaíza

El presente proyecto va dedicado para mi familia, por su apoyo incondicional para mi formación como persona, en especial para mi padre Luis Román y mi madre Yolanda Hernández que han sido mis ejes fundamentales para mi desarrollo como persona y profesional; además a mi hermano Alex Román por su constante apoyo y consejos, como también a mi esposa Margarita Intriago y a mi hijo Nicolás Román que son mi inspiración de cada día para seguir a delante con mis metas y proyectos.

Luis Andrés Román Hernández.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar queremos agradecer a Dios por brindarnos salud y vida y la oportunidad de culminar nuestra Carrera Universitaria, el cual era un ansiado sueño en nuestras vidas.

Agradecemos a nuestras familias que son el pilar fundamental en nuestras vidas y además que sin su apoyo económico, moral y psicológico no hubiera sido posible culminar con éxito esta etapa estudiantil.

Queremos mencionar el agradecimiento a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, al Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, que nos acogieron en sus aulas brindándonos a través de sus docentes los conceptos y bases para poder desenvolvemos de una manera eficiente en nuestra vida profesional

A nuestro Director de tesis el Ing. Ángelo Villavicencio y Codirector Ing. José Guasumba, por brindarnos sus conocimientos y apoyo técnico que se vieron plasmados a lo largo del desarrollo del presente proyecto de grado

Carlos Naranjo Quingaíza

Luis Román Hernández

INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	I
AUTORIA DE RESPONSABILIDAD.....	II
AUTORIZACIÓN.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS.....	V
INDICE DE CONTENIDO.....	VI
INDICE DE FIGURAS.....	XI
INDICE DE TABLAS.....	XIV
RESUMEN.....	XV
ABSTRACT.....	XVI
CAPITULO I.....	1
GENERALIDADES.....	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	3
1.3 OBJETIVOS	3
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
1.4 ALCANCE DEL PROYECTO	4
1.5 JUSTIFICACIÓN	4
CAPITULO II.....	7
MARCO TEÓRICO	7
2.1 ESTADO DEL ARTE DE CONCENTRADORES SOLARES (LENTE FRESNEL).7	
2.1.1 CLASIFICACIÓN LENTE DE FRESNEL.....	8

2.1.2 RADIACIÓN GLOBAL	12
2.1.2.1 CARACTERIZACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR.....	12
2.1.2.2 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR	16
2.1.2.2.1 MÉTODO DE AMSTRONG PAGE	16
2.1.2.2.2 DATOS DE SATÉLITE DE LA NASA.....	20
2.1.2.2.3 DATOS MEDIANTE SOFTWARE ISOCAD	22
2.1.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO	24
2.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE CÁMARAS DE REACCIÓN.....	27
2.2.1 CONCEPTOS.....	27
2.2.1.1 RAZÓN DE CONCENTRACIÓN	27
2.2.1.2 CARACTERÍSTICAS A CUMPLIR CÁMARAS DE REACCIÓN.....	28
2.2.2 ANÁLISIS ENERGÉTICO	30
2.2.2.1 CÁMARA DE REACCIÓN PARA FLUIDOS.....	30
2.2.2.2 CÁMARA DE REACCIÓN PARA SÓLIDOS	37
2.2.3 APLICACIONES FUTURAS DE LA ENERGÍA CONCENTRADA.....	40
2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	43
2.3.1 CONCEPTOS.....	43
2.3.2 CLASIFICACIÓN.....	47
2.3.2.1 ARREGLO DEL FLUIDO	47
2.3.2.1.1 FLUJO PARALELO	47
2.3.2.1.2 CONTRAFLUJO	48
2.3.2.1.3 FLUJO CRUZADO	49
2.3.2.2 CONSTRUCCIÓN	49
2.3.2.2.1 TUBO Y CORAZA	49
2.3.2.2.2 COMPACTOS	50
2.3.2.2.3 PLACAS O PLATO.....	51
2.3.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO.....	52
CAPITULO III.....	63

DISEÑO	63
3.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE	63
3.1.1 CALCULO DE REACCIONES SOBRE EL ESPEJO.....	63
3.1.2 CALCULO DE LOS ELEMENTOS QUE SOPORTAN EL LENTE.....	64
3.1.3 ANALISIS POR RESISTENCIA DEL PERFIL ESTRUCTURAL.....	69
3.1.4 ANÁLISIS POR ESBELTEZ.....	70
3.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE MOVIMIENTO	73
3.2.1 GEOMETRIA DEL TORNILLO SIN FIN.....	77
3.2.2 GEOMETRIA DE LA CORONA.....	80
3.2.3 DISEÑO DE LOS EJES.....	83
3.2.3.1 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SINFIN	83
3.2.3.2 DISEÑO DEL EJE DE LA CORONA	94
3.2.3.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	102
3.3.4 DISEÑO DEL CUNERO PARA EL EJE DE LA CORONA	108
3.3 DISEÑO DE LA CÁMARAS DE REACCIÓN	110
3.3.1 DISEÑO DE LA CÁMARA PARA FLUIDOS.....	110
3.3.2 DISEÑO DE LA CÁMARA PARA SÓLIDOS	123
3.4 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	126
3.5 DISEÑO DEL RECIPIENTE DE ACEITE	136
CAPITULO IV	140
CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS	140
4.1 DIAGRAMA DE PROCESOS DE FABRICACIÓN	140
4.1.1 ESTRUCTURA SOPORTE	141
4.1.1.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES	141
4.1.1.2 DIAGRAMA DE PROCESOS	143
4.1.2 MECANISMO DE MOVIMIENTO.....	145
4.1.2.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES	145
4.1.2.2 DIAGRAMA DE PROCESOS	147

4.1.3 CÁMARAS DE REACCIÓN	153
4.1.3.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES	153
4.1.3.2 DIAGRAMA DE PROCESOS	155
4.1.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	158
4.1.4.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES	158
4.1.4.2 DIAGRAMA DE PROCESOS	159
4.1.5 RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE	161
4.1.5.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES	161
4.1.5.2 DIAGRAMA DE PROCESOS	162
4.2 MATERIALES.....	163
4.2.1 ESTRUCTURA BASE	163
4.2.2 MECANISMO BIAxIAL	164
4.2.3 CÁMARAS DE REACCIÓN	166
4.2.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR	167
4.2.5 RECIPIENTE DE ACEITE	168
4.3 IMPLEMENTACIÓN DE ENSAYOS TÉRMICOS.....	168
4.3.1 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	169
4.3.2 FORMATO DE TABLA DE DATOS	170
4.3.3 PRUEBAS Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS	172
4.3.4 VALIDACIÓN DE RESULTADOS	186
4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO	188
4.4.1 GASTOS DIRECTOS	188
4.4.2 GASTOS INDIRECTOS	190
4.4.3 COSTOS DE PRODUCCIÓN	191
4.4.4 GASTOS ADMINISTRATIVOS	192
4.4.5 SERVICIOS ESPECIALIZADOS	193
CAPÍTULO V	194
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	194

5.1 CONCLUSIONES	194
5.2 RECOMENDACIONES	197
BIBLIOGRAFÍA	199
ANEXOS.....	201
ANEXO A.....	202
PROCESO PARA CALCULAR EL METODO DE PAGE.....	202
ANEXO B.....	203
DATOS TOMADOS DURANTE LOS DÍAS DE PRUEBA.....	203
ANEXO C.....	204
FOTOGRAFÍAS DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	204
ANEXO D.....	205
PLANOS DE FABRICACIÓN.....	205

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Lente de Fresnel	8
Figura 2	Forma del lente de Fresnel	11
Figura 3	Mapa de radiación del Ecuador	13
Figura 4	Clasificación rangos de temperatura	15
Figura 5	Irradiancia espectral solar	15
Figura 6	Posición de una superficie inclinada, trayectoria aparente del sol (Jutglar, 2004, pág. 17).....	19
Figura 7	Datos de radiación solar. (Fuente: NASA, 2014).....	21
Figura 8	Datos de la radiación diaria media mensual sobre una superficie horizontal. (Fuente: ISOCAD, 2014)	23
Figura 9	Análisis energético del concentrador solar	24
Figura 10	Análisis Energético de la Cámara de Reacción.....	29
Figura 11	Análisis energético de cámara de reacción de fluidos	30
Figura 12	Lista de fórmulas empíricas para los coeficientes de transferencia de calor por convección entre la superficie de la cubierta exterior y el aire de acuerdo con diferentes autores. (Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses, 2002).....	32
Figura 13	Análisis de los coeficientes de transferencia de calor	35
Figura 14	Análisis energético de cámara de reacción de sólidos.....	37
Figura 15	Propiedades térmofísicas de los aceites térmicos.....	43
Figura 16	Tubos concéntricos a contraflujo	44
Figura 17	Intercambiador de Calor a contraflujo de coraza y tubos	44
Figura 18	Intercambiador Tubular de flujo cruzado	45
Figura 19	Temperatura de los fluidos en flujo paralelo	46
Figura 20	Temperatura de los fluidos en contraflujo.....	46
Figura 21	Temperatura de los fluidos a temperatura constante.	46
Figura 22	Intercambiador de calor de flujo paralelo (Cengel, 2007).....	48
Figura 23	Intercambiador de calor en contraflujo (Cengel, 2007)	48
Figura 24	Intercambiadores de calor flujo cruzado a) mezclado b) no mezclado (Guasumba J. , 2009)	49
Figura 25	Intercambiador de calor de Tubos y Coraza (Rodríguez, 2003)	50
Figura 26	Intercambiadores de calor compactos a) aletas planas b) aletas circulares (Rodríguez, 2003)	51
Figura 27	Intercambiador de calor de tipo plato (Guasumba J. , 2009)	52

Figura 28	Distribución de temperaturas en el intercambiador de tubos concéntricos con flujos encontrados (Román L; 2014).....	54
Figura 29	Factor de corrección F para un intercambiador de calor de un solo pasó en flujo cruzado con los dos fluidos no mezclados (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 244).....	56
Figura 30	Valores de n y C1 (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 175).....	57
Figura 31	Haces escalonados en el intercambiador de calor, en flujo cruzado (Román L, 2014).....	58
Figura 32	Análisis del tubo interno para fluido caliente (Román L, 2014).....	59
Figura 33	Variación del coeficiente local de transferencia de calor (número de Nusselt) en función de la distancia axial a lo largo del tubo durante el desarrollo de un flujo laminar de $Pr=0.7$ (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 138).	60
Figura 34	Diagrama de fuerzas sobre el Lente.....	63
Figura 35	Estructura y Lente de Fresnel.....	65
Figura 36	Carga de Granizo sobre el Equipo.....	67
Figura 37	Tubo Cuadrado	70
Figura 38	Factor K, para esbeltez de una columna	71
Figura 39	Gráfico de Distribución del Peso en las Columnas.....	73
Figura 40	Conjunto sin fin-corona	74
Figura 41	Geometría del Tornillo Sin fin	77
Figura 42	Geometría de la Corona	80
Figura 43	Eje del Tornillo sinfin.....	87
Figura 44	Diagrama de Cuerpo Libre, fuerza cortante, y momento flector (Plano XY):	88
Figura 45	Diagrama de Cuerpo Libre, fuerza cortante, y momento flector (Plano XZ):	89
Figura 46	Eje de la Corona	94
Figura 47	Fuerzas sobre el eje	96
Figura 48	Diagrama de Cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores	96
Figura 49	Diagrama de Cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores (Plano, XZ) .	97
Figura 50	Rodamiento Rígido de Bola 6205(Sinfin)	104
Figura 51	Rodamiento Rígido de Bola 6205(Corona).....	107
Figura 52	Diagrama de cuñero	108
Figura 53	Diseño de la cámara de reacción para fluidos.....	111
Figura 54	Emisividad normal total de algunas superficies (PITTS & SISSOM, 1980).....	115
Figura 55	Diseño de la cámara de reacción para sólidos.....	123
Figura 56	Dimensiones de haces escalonados para el intercambiador de calor.	128
Figura 57	Propiedades termofísicas del agua (PITTS & SISSOM, 1980)	130
Figura 58	Dimensiones del diámetro interno de la tubería para el fluido caliente	133
Figura 59	Diseño del intercambiador de calor	135

Figura 60	Dimensiones del intercambiador de calor.....	136
Figura 61	Recipiente del aceite.....	139
Figura 62	Variación de temperatura vs tiempo del día 10	181
Figura 63	Variación de la Irradiancia durante el día de ensayo número 10	181
Figura 64	Rendimiento del CS Fresnel período de prueba 15 días	182
Figura 65	Variación de la temperatura en los días de prueba	183
Figura 66	Variación de las temperaturas de los fluidos en los días de prueba	184
Figura 67	Rendimiento del Intercambiador de calor durante los días de prueba	185
Figura 68	Curvas de eficiencia térmica del colector solar (507:2009).....	186

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Propiedades físicas de materiales para lente de Fresnel.	10
Tabla 2	Ventajas y desventajas del concentrador lente de Fresnel.....	12
Tabla 3	Datos de ubicación de estudios.....	16
Tabla 4	Coeficientes climáticos	18
Tabla 5	Datos de longitud y latitud de Sangolquí	20
Tabla 6	Datos de horas sol pico (HSP) sobre superficies horizontales.	22
Tabla 7	Aplicación de la Energía Solar Concentrada al tratamiento de materiales	40
Tabla 8	Características de fluidos y sólidos para determinar cambio de fase.	41
Tabla 9	Características Perfil de Acero 40x40x2	64
Tabla 10	Características típicas del aceite liviano Spindura OIL 10	113
Tabla 11	Propiedades del aceite liviano Spindura OIL 10	117
Tabla 12	Propiedades Perfil Cuadrado 40x40x2.....	163
Tabla 13	Propiedades Mecánicas Acero AISI 1018.....	164
Tabla 14	Propiedades Mecánicas Acero V320	165
Tabla 15	Propiedades del acero A36	166
Tabla 16	Propiedades Mecánicas Acero AISI 302.....	167
Tabla 17	Propiedades de la aislante térmica lana de vidrio.....	167
Tabla 18	Propiedades del Cobre Tipo M.....	168
Tabla 19	Instrumentos de medición	169
Tabla 20	Datos promedio del Ensayo 10	173
Tabla 21	Eficiencia promedio del colector solar tipo lente de Fresnel durante los días de prueba.	182
Tabla 22	Eficiencia promedio del Intercambiador de calor durante los días de prueba. ..	184
Tabla 23	Materiales directos para la Construcción del Equipo	188
Tabla 24	Mano de Obra Directa	189
Tabla 25	Gastos Indirectos durante el proyecto.....	190
Tabla 26	Gastos de Servicios Básicos	191
Tabla 27	Costos Totales de Producción.....	191
Tabla 28	Costos Administrativos	192

RESUMEN

En el presente proyecto se realizó la construcción de un prototipo para el aprovechamiento de la Energía solar Térmica, utilizando como captador un Lente Tipo Fresnel de 500 Watts; el haz de radiación producido por el lente cae sobre una cámara de reacción en la cual se encuentra aceite térmico , el aceite se calienta por medio de transferencia de calor, y sale de la cámara a través de mangueras adiabáticas que permiten mantener la temperatura, hacia un intercambiador de tubos para aprovechar la energía ganada, este intercambiador está compuesto por 12 tubos de cobre por donde circula el aceite proveniente de la cámara y un tanque en donde se encuentra agua procedente de la red pública, y mediante el proceso de transferencia de calor por convección entre los tubos de cobre y el agua se produce el incremento de temperatura en el agua. El tanque de agua dispuesto en el intercambiador tiene una capacidad de 12 litros, y la cámara de reacción posee un volumen para 1.7 litros de aceite térmico, el sistema posee una bomba de aceite y un motor eléctrico los mismos que facilitan la recirculación de aceite por todo el equipo y agilizan el proceso de calentamiento. El calentamiento del agua dependerá de factores climáticos como de la irradiación y la velocidad del viento, en este caso se realizó los cálculos acorde a las condiciones que nos brinda el laboratorio del DECEM. El sistema se sometió a 15 días de pruebas en el mes de Enero del presente año, dándonos como resultado una eficiencia promedio del colector solar 52,26 % y una temperatura de calentamiento promedio del agua de 42,45 °C.

PALABRAS CLAVES:

CONCENTRADOR

CÁMARA

INTERCAMBIADOR

LENTE

ABSTRACT

In this project the construction of a prototype for the use of Solar Thermal Energy was conducted, using one sensor type Fresnel lens 500 Watts; the radiation beam produced by the lens falls on a reaction chamber in which heat is oil, the oil is heated by heat transfer, and exits the chamber through hoses that maintain adiabatic temperature, to exchanger tubes to take advantage of energy gained, this exchanger is composed of twelve copper tubing through which the oil from the chamber and a tank where water from the public network is situated, and by the process of heat transfer convection between copper tubes and the water temperature increase occurs in the water. The water tank disposed in the exchanger has a capacity of 12 liters, and the reaction chamber has a volume to 1.7 liters of hot oil, the system has an oil pump and an electric motor that facilitate the same oil recirculation all equipment and streamline the process of warming. Heating the water will depend on climatic factors such as irradiation and wind speed; in this case the calculations are performed according to the conditions offered by the laboratory of DECEM. The system was subjected to 15 days of testing in January of this year, giving results in an average of the solar collector 52, 26 % efficiency and a heating temperature average water 42,45°C.

KEYWORDS:

HUB

CAMERA

EXCHANGE

LENS

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

A nivel mundial desde hace 20 años atrás se vienen instalando un gran número de plantas termoeléctricas, estas se convirtieron en la base para el desarrollo de la Energía Solar, dando lugar a la utilización del Lente de Fresnel en proyectos instalados en Europa y América, como un principal concentrador solar gracias a su eficiencia y funcionalidad en el sistema

En la actualidad el planeta está viviendo una serie de impactos ambientales debido a la utilización de Energías convencionales que han provocado un cambio trascendental en el clima, ocasionadas por un desequilibrio de las actividades productivas del ser humano, es claro que el desarrollo industrial y socioeconómico de un país depende fuertemente de la solución de su problemática energética.

El Ecuador tiene una situación de privilegio porque recibe una cantidad considerable de radiación solar territorial de aproximadamente $3500 \text{ W}\cdot\text{h}/\text{m}^2\cdot\text{día}$, lo que hace a este sistema de concentración solar más eficiente y amigable con el medio ambiente.

En nuestro país las Energías Renovables van teniendo cada vez un campo amplio de aplicaciones, esto debido a que el Gobierno Nacional está dispuesto a apoyar a las empresas que se dediquen a este tipo de innovaciones, se pueden observar proyectos caseros de concentración con paneles solares, para el calentamiento del Agua o para la obtención de

energía eléctrica a pequeñas escalas. En la Universidad de las Fuerzas Armadas se han realizado proyectos de captación solar con lentes de agua, por lo que este proyecto propone la utilización del lente de Fresnel, como alternativa para mejorar la eficiencia de captación solar.

El Gobierno Ecuatoriano promueve la tecnología limpia que aprovecha la energía de la naturaleza sin provocar impacto ambiental por ello el proyecto cumple con las expectativas del Plan Nacional del Buen Vivir.

El planeta está viviendo una serie de impactos ambientales debido a la utilización de Energías convencionales que han provocado un cambio trascendental en el clima, ocasionadas por un desequilibrio de las actividades productivas del ser humano, es claro que el desarrollo industrial y socioeconómico de un país depende fuertemente de la solución de su problemática energética.

El DECEM, se encuentra orientando sus potenciales conocimientos y experiencias hacia el aprovechamiento de las energías renovables como es el caso de la solar de baja y alta temperatura, donde se puedan concebir y fabricar sistemas sencillos y de bajo costo para entregar productos térmicos y servicios que beneficien a la sociedad ecuatoriana de manera directa.

Dentro de la estrategia de desarrollos tecnológicos se encuentra el proyecto de diseño y fabricación de un concentrador solar biaxial, al nivel de prototipo experimental, a partir del cual se puedan estudiar las diversas variables termofísicas, los materiales, y los modelos de conversión energética para homologar el diseño de sistemas térmicos que utilicen energía solar, que sean fáciles de construir con materiales económicos y durables para cumplir con las exigencias del Ecuador.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS- ESPE, no existe un equipo que tenga como base de concentración solar un lente de Fresnel con un movimiento biaxial que absorba la energía solar a través de cámaras de reacción y mediante un intercambiador de calor aprovechar el recurso solar ganado.

El lente de Fresnel es un concentrador de gran aprovechamiento de recurso solar, pero poco conocido en el Ecuador y por ende sus aplicaciones son escasas por no decir nulas, basados en estos antecedentes se busca establecer en el DECEM, y específicamente en el laboratorio de Energías Renovables, un desarrollo tecnológico que se enfoque en este tipo de concentradores para aprovechar la energía proporcionada por el mismo, y a partir de este proyecto establecer nuevos retos para aportar en la situación energética del país.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño, construcción de cámaras de reacción, intercambiador de calor, y un mecanismo biaxial para el aprovechamiento de energía. Proveniente de un lente de Fresnel.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar el recurso solar local mediante la radiación solar directa incidente para aplicaciones de bajas y altas temperaturas.

- Diseñar la estructura base del sistema, con un sistema giratorio biaxial.
- Realizar el diseño energético de las cámaras de reacción y el intercambiador de calor.

1.4 ALCANCE DEL PROYECTO

Partiendo de parámetros como: ecuaciones, normas, tablas, balances energéticos previamente conocidos de colectores solares planos, y diferentes dispositivos de concentración, se propone realizar el análisis energético adecuado para la construcción e implementación de un prototipo que aproveche la energía solar térmica captada mediante un tipo lente de Fresnel, el mismo que tendrá dispositivos principales como cámaras de reacción, intercambiador de calor que a través de un proceso de transferencia de calor, nos permita el calentamiento de agua, la misma que puede ser utilizado en diferentes aplicaciones.

Al disponer de este nuevo los estudiantes tendrán la posibilidad de relacionar la teoría impartida por sus maestros en la práctica, comprendiendo el funcionamiento de un concentrador de energía solar con un sistema basado en un lente Fresnel. Y de esta forma pueda desarrollar habilidades, destrezas en lo relacionado al campo de energías no convencionales y su desarrollo de investigación científica.

1.5 JUSTIFICACIÓN

Es de suma importancia que se ejecuten proyectos para mejorar la calidad de vida de todos, cuidando nuestro medio ambiente, preservando nuestros recursos naturales y ahorrando energía para mejorar la economía de las familias ecuatorianas.

El aprovechamiento de la radiación solar requiere del desarrollo de nuevas tecnologías, debido a que su implementación sin lugar a duda se desarrollara muy rápidamente en el futuro, todos los países y sus industrias que en estas se involucren, rápidamente alcanzarán beneficios económicos y avances tecnológicos que proporcionarán el liderazgo en los mercados.

Lo anterior es perfectamente válido para nuestro país, de no lanzarnos a desarrollar nuestras propias tecnologías, nos hundiremos aún más en el atraso y la dependencia tecnológica, que deriva en otras formas de dependencia.

Por consiguiente este avance tecnológico va dirigido a mostrar las grandes posibilidades de mejora social y ambiental las tecnologías eficientes, y el proyecto a realizar puede dar un mayor impulso al desarrollo del Ecuador con los conocimientos adquiridos a lo largo de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Al disponer de este nuevo equipo los estudiantes tendrán la posibilidad de relacionar la teoría impartida por sus maestros en la práctica, comprendiendo el funcionamiento de las cámaras de reacción a través de un concentrador de energía solar con un sistema basado en un lente Fresnel. Y de esta forma pueda desarrollar habilidades, destrezas en lo relacionado al campo de energías no convencionales y su desarrollo de investigación científica.

Es de suma importancia que se ejecuten proyectos para mejorar la calidad de vida de todos, como es cuidando nuestro medio ambiente, preservando nuestros recursos naturales y ahorrando energía para mejorar la economía de las familias ecuatorianas.

Para la ejecución del presente proyecto se cuenta con instalaciones del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, específicamente el Laboratorio de Energías Renovables. Los gastos que incurran en el desarrollo de este proyecto están a cargo de los proponentes del tema.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ESTADO DEL ARTE DE CONCENTRADORES SOLARES TIPO LENTE DE FRESNEL

Dentro del estado del arte, los lentes de Fresnel se comenzaron a usar en 1823, el físico e ingeniero francés Augustín-Jean Fresnel atribuye al diseño y construcción del primer lente de Fresnel para el uso en faros, este primer lente se utilizó en el Cordouan faro en la desembocadura del estuario de la Gironda, su se podía ver desde más de 20 millas hacia fuera.

Proyectos similares son los que se realizaron a principio del siglo XXI, con respecto a la energía solar, los lentes de Fresnel comenzaron a ser utilizados en plantas de concentración para concentrar energía solar. Una aplicación fue precalentar el agua en la central eléctrica de Liddell Carbón en Hunter Valley Australia, otras aplicaciones son la fusión de metales, generar vapor solar y encender motores Stirling.

En nuestro país Ecuador se ha trabajado con proyectos que usan el mismo principio, por ejemplo la caracterización energética del sistema de hidroconversión de la luz solar para aplicaciones de media temperatura utilizando lentes de Fresnel, realizado por el ingeniero Jorge Leonardo Suntaxi C., como también se ha realizado estudios de factibilidad para el desarrollo de equipos de tratamiento térmico mediante energía solar concentrada en lentes de Fresnel, esto se realizó al mando del ingeniero Julio Tamayo.

Aproximadamente todas las formas de energía que se conocen se originan directa o indirectamente de la energía solar.

2.1.1 CLASIFICACIÓN DE LOS CONCENTRADORES SOLARES TIPO LENTE DE FRESNEL

Los lentes de Fresnel se fabrican de vidrio tallado o de plástico, y, se diseñan para que los rayos de luz que las atraviesen, se comporten como rayos en una lente plana convexa.

Son concentradores de foco lineal con seguimiento en un solo eje. Las concentraciones de la radiación van de 30 a 80 veces y las potencias por campo unitario de 30 a 80 MW.

Como cualquier otro captador de concentración, sólo pueden aprovechar la radiación solar directa, lo que exige que el colector vaya modificando su posición durante el día. Este movimiento se consigue mediante el giro alrededor de un eje paralelo a su línea focal.

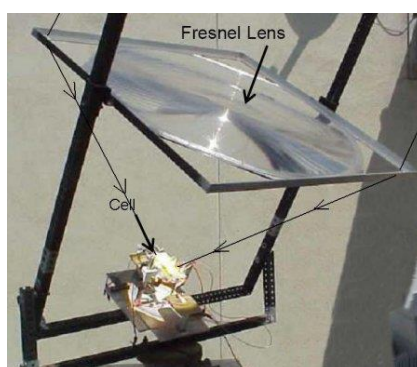


Figura 1 Lente de Fresnel

Fuente: (Cientificosaficionados, 2014)

Debido a la curvatura parabólica del concentrador y a la baja relación distancia focal/diámetro ($f/D = 0.6$), se pueden conseguir altas relaciones de concentración por encima de 3. Una lente simple o plano convexa se divide en rebanadas de un mismo grosor, se retira el material restante formando anillos, y, se pliega los anillos en un mismo plano. La superficie obtenida, de base esférica con simetría rotacional, se describe (de forma transversal) por una sección cónica, cuya ecuación característica se expresa por la ecuación.

$$z = \frac{cr^2}{1 + \sqrt{1 - c^2 r^2}} \quad (1)$$

En dónde,

r , es la distancia radial desde el eje óptico, [m]

z , es la distancia a lo largo del eje óptico en r , [m]

c , es la curvatura de la superficie de la lente [adimensional]

CLASIFICACIÓN DE LENTES DE FRESNEL POR:

- Propiedades físicas de los materiales

Tabla 1

Propiedades físicas de materiales para lente de Fresnel.

No.	DESCRIPCIÓN	ACRÍLICO	VINILO RÍGIDO	POLICARBONATO
1	Índice de refracción	1.49	1.54	1.586
2	Módulo de tracción (10 ³ PSI)	325-470	350-600	345
3	Módulo de flexión (10 ³ PSI)	390-470	300-500	340
4	Expansión Térmica (10 ⁻⁶ /°C)	76	76	68
5	Temperatura de Operación (°C)	80	70	120
6	Peso Específico	1.19	1.45	1.20
7	Efecto exposición Solar	Ninguno	Color amarillo	Bajo color amarillo

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

- Por geometría
 - Esférico: Una lente de Fresnel esférica es equivalente a una lente esférica normal, el uso de múltiples arcos esféricos, centrándose de este modo la luz en un solo punto este tipo produce una imagen nítida, aunque no es tan clara la lente circular equivalente debido a la difracción en los bordes de las crestas.

- Lineal: Una lente de Fresnel utiliza múltiples segmentos planos, dispuestos linealmente, centrándose así la luz en una banda estrecha. Este tipo no produce una imagen nítida, pero tiene aplicación en la energía solar, tales como el enfoque de la luz solar sobre una tubería para calentar agua.

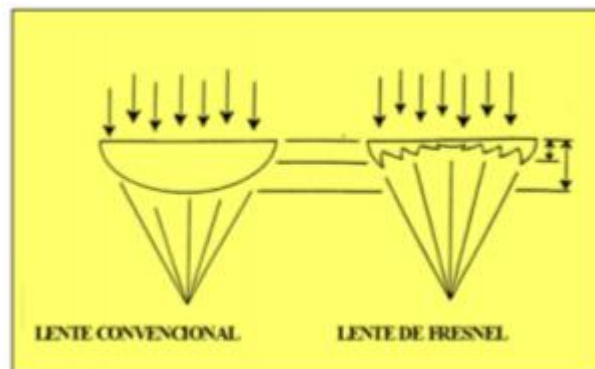


Figura 2 Forma del lente de Fresnel

Fuente: (Campodocs, 2014)

Para el caso de concentradores en forma de lente de Fresnel, se puede alcanzar enormes temperaturas en el foco, que dependen de la razón de concentración, la calidad de materiales, y la irradiancia directa incidente sobre la superficie colectora.

Resulta de vital importancia para este proyecto la ubicación del eje focal del concentrador coincidente hacia la ubicación del sol, de esta manera se evita: en primer lugar la generación de sombra en el concentrador y en segundo lugar, cuando no existe esta coincidencia, cambia la posición del foco, es decir, el calor se concentra en un sitio diferente al teórico, disminuyendo su eficiencia.

Tabla 2

Ventajas y desventajas del concentrador lente de Fresnel

NOMBRE	DESCRIPCIÓN	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Concentrador de Fresnel	Lente obtenido a partir del rebaje con cortes, de una lente en anillos circulares concéntricos consecutivos	<ul style="list-style-type: none"> • Amplificar la potencia de luz solar. • Peso y espesor reducidos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Alta transmisión de calor. • El ángulo de incidencia determina el rendimiento. • Movimiento mecánico

Fuente: Naranjo C., Román L.; 2014

2.1.2 RADIACIÓN GLOBAL

2.1.2.1 CARACTERIZACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

En los últimos años se han comenzado a incorporar los datos de irradiación solar estimados a partir de modelos físicos que describen la interacción entre la radiación incidente y el sistema tierra-atmósfera integrando información obtenida a partir de imágenes satelitales. Esta metodología permite estimar con períodos de horas, o incluso minutos, el grado de nubosidad sobre áreas de territorio con una resolución espacial de unos pocos kilómetros.

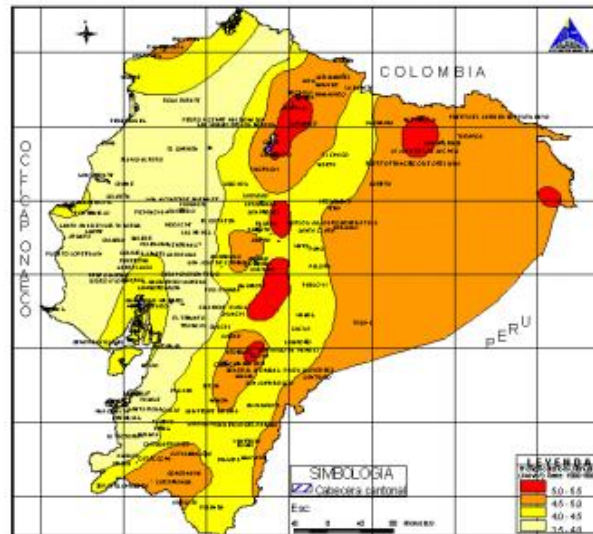


Figura 3 Mapa de radiación del Ecuador

Fuente: (<http://energía.org.ec>, 2014)

La radiación solar que llega a una superficie se divide en tres partes:

- Radiación directa. Aquella que procede del Sol e incide sobre la superficie sin cambiar de dirección, excepto debida a la refracción atmosférica. Es una radiación que proviene de una dirección claramente definida.

- Radiación difusa. Es aquella parte de la radiación que, por choques sucesivos con moléculas y partículas contenidas en el aire, se ha difundido al atravesar la atmósfera. Es una radiación que procede de toda la bóveda de cielo visible desde la superficie, no es direccional y puede considerarse que su distribución es casi uniforme para todo el hemisferio celeste.

- Radiación reflejada (albedo). Radiación que llega a la superficie considerada, después de haberse reflejado en las superficies del entorno. Dado que el entorno no es especular, esta radiación, que procede de las dos anteriores tampoco es claramente direccional. Cuando la medida de la radiación se realiza sobre una superficie

horizontal y no se tiene en cuenta la reflejada, en este caso a la suma de la directa y la difusa se la denomina radiación global. La suma de la directa, de la difusa y la reflejada corresponde a la radiación total.

- Radiación electromagnética. “Es una forma de propagación de la energía que no requiere medio material; puede propagarse en el vacío” (Rodríguez, 2003, pág. 33).

-Radiación ultravioleta. “Es apantallada en un alto porcentaje por la capa de ozono. Si esto no ocurriera, se causarían daños al incidir sobre los tejidos de los seres vivos” (Rodríguez, 2003, pág. 34).

Ecuación de la radiación global:

$$\text{Radiación Global} = R. \text{Directa} + R \text{ Difusa} + \text{Albedo} \quad (2)$$

Sistemas solares térmicos en función del rango de temperaturas, clasificándose en baja, media y alta temperatura. A continuación se realiza una breve descripción de los mismos indicando el rango de temperaturas.

- Baja temperatura: destinada al calentamiento de agua por debajo de su punto de ebullición ($T < 100^\circ\text{C}$)
- Media temperatura: destinada a aquellas aplicaciones que requieren temperaturas superiores a los 100°C . Este tipo de sistemas se pueden utilizar para la producción de vapor o para el calentamiento de otro tipo de fluido, pudiéndose alcanzar hasta los 300°C . ($100^\circ\text{C} < T < 400^\circ\text{C}$)
- Alta temperatura: está dirigida a aquellas aplicaciones que requieren temperaturas superiores a los 300°C , fundamentalmente producción de energía eléctrica. ($T > 400^\circ\text{C}$).

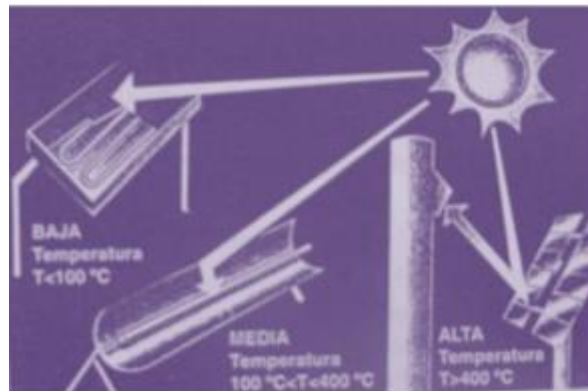


Figura 4 Clasificación rangos de temperatura

Fuente: (<http://energía.org.ec>, 2014)

El Sol en general actúa como un cuerpo negro emisor con temperatura superficial efectiva de unos 5800 °K, y un flujo radiante de 3.8×10^{26} W, semejante a una densidad 62.5 MW por cada metro de superficie solar. La incidencia universal referente a la atmósfera terrestre es de 1.3 kw/m² o 1353 W/m². La radiación solar visible que atraviesa una superficie translúcida, se invierte en elevar la temperatura del elemento situado al otro lado de la misma. Cuando un cuerpo eleva su temperatura por encima de la temperatura de su entorno, emite calor en forma de radiación infrarrojo.

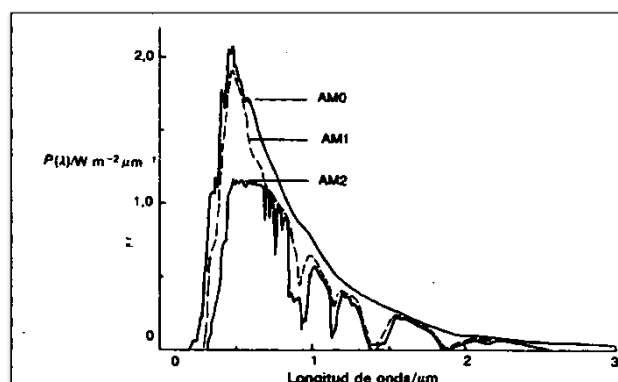


Figura 5 Irradiancia espectral solar

Fuente: (WILSON, La Energía Solar, 1982)

2.1.2.2 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR

2.1.2.2.1 MÉTODO DE AMSTRONG PAGE

Este método es utilizado para determinar el recurso solar local, los datos que necesitamos conocer son: latitud de la ubicación de estudio, ángulo de inclinación del concentrador solar, factor climático, factor albedo y se determina de la siguiente manera:

Los datos para la ubicación de estudio son los siguientes:

Tabla 3

Datos de ubicación de estudios

Provincia	Pichincha
Lugar	Laboratorio de energías Renovables del DECEM
Cantón	Rumiñahui
Ciudad	Sangolquí
Longitud	O 78° 26' 48"
Latitud	S 0° 18' 48"

Fuente: (Inamhi; <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/>)

Determinamos la variación de la radiación extraterrestre:

$$He1 = \frac{24}{\pi} I_{sc} \left(\left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \left[\cos \phi \cos \delta \sin W_s + \frac{2\pi W_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \right) \quad (3)$$

Dónde:

$He1$: Radiación extraterrestre en kJ/m²hr,

I_{sc} : Constante solar de 4871 kJ/m²hr, 1367 W/m²

n : Número de día del año,

ϕ : Latitud,

δ : Declinación,

W_s : Ángulo horario (puesta de sol para una superficie (horizontal))

Expresión para determinar la declinación:

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left[\frac{360(284+n)}{365} \right] \quad (4)$$

Ya que en este instante su altitud es nula $\beta=0^\circ$, calculamos el ángulo horario de puesta del sol para una superficie horizontal con la siguiente expresión:

$$W_s = \cos^{-1}(-\tan \phi + \tan \delta) \quad (5)$$

Se determina la duración del día, que son las horas de sol si no hay nubes, mediante la siguiente expresión:

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}[-\tan \phi \tan \delta] \quad (6)$$

Se determina la irradiación global a nivel del suelo para superficie horizontal mediante la siguiente expresión (Page, 1964):

$$H_o = H_e \left(a + b \frac{n_{real}}{N} \right) \quad (7)$$

Dónde:

H_o : es la irradiación global diaria, media mensual sobre una superficie situada bajo la atmósfera.

n_{real} : son las horas de insolación (Horas de sol pico-HSP)

a y b: coeficientes climáticos, en este caso es para el Ecuador.

Tabla 4

Coeficientes climáticos

Región	A	B
Sierra	0.25	0.45
Costa	0.28	0.54

Fuente: (Inhami; <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/>)

Determinamos el factor de insolación con la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{HSP}{N} \quad (8)$$

Determinamos la relación entre la irradiación en media diaria mensual difusa y directa frente al índice de nubosidad con la siguiente expresión:

$$k = a + b \sigma \quad (9)$$

Determinamos la radiación difusa H_d , partiendo de la irradiación global [Ecuación. 7], mediante la siguiente expresión:

$$H_d = H_o(1.39 - 4.027K + 5.531K^2 - 3.108K^3) \quad (10)$$

Para pasar la irradiación sobre superficie horizontal ha inclinada se utiliza el factor R_b , con la siguiente expresión:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (11)$$

Dónde:

ϕ : Latitud,

δ : Declinación,

W : Ángulo horario,

β : Ángulo de inclinación del plano o superficie receptora.

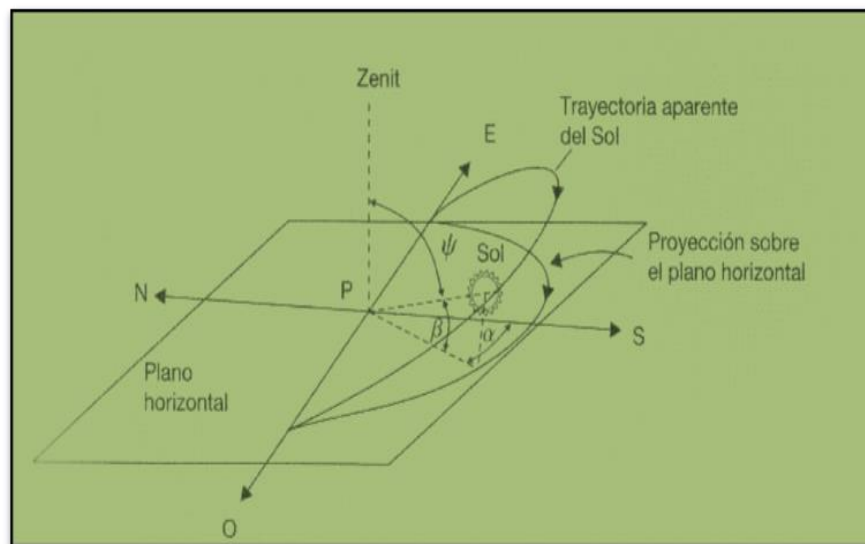


Figura 6 Posición de una superficie inclinada, trayectoria aparente del sol (Jutglar, 2004, pág. 17)

Siendo la irradiación H_b , la diferencia entre global y difusa.

$$H_b = H_o - H_d \quad (12)$$

Por lo que la irradiancia directa sobre superficie inclinada es:

$$H_B = H_b R_b \quad (13)$$

Para determinar la radiación E, utilizamos la siguiente expresión:

$$E = I(HSP) \quad (14)$$

Dónde:

I : Irradiancia, el valor máximo que se alcanza en la superficie terrestre es de 1000 (W/m²).

HSP : Horas de sol pico.

2.1.2.2.2 DATOS DE SATÉLITE DE LA NASA

Mediante la ayuda del satélite de la NASA <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>, ubicando los datos de la longitud y latitud, podemos obtener los datos de la radiación de un lugar indicado. Para el presente proyecto el lugar determinado es la Universidad de las Fuerzas Armadas- Sangolquí.

Tabla 5

Datos de longitud y latitud de Sangolquí

Ubicación	Latitud (decimal grados)	Longitud (decimal grados)
Sangolquí	-0.33405	-78.45217

Fuente: (NASA, 2014)

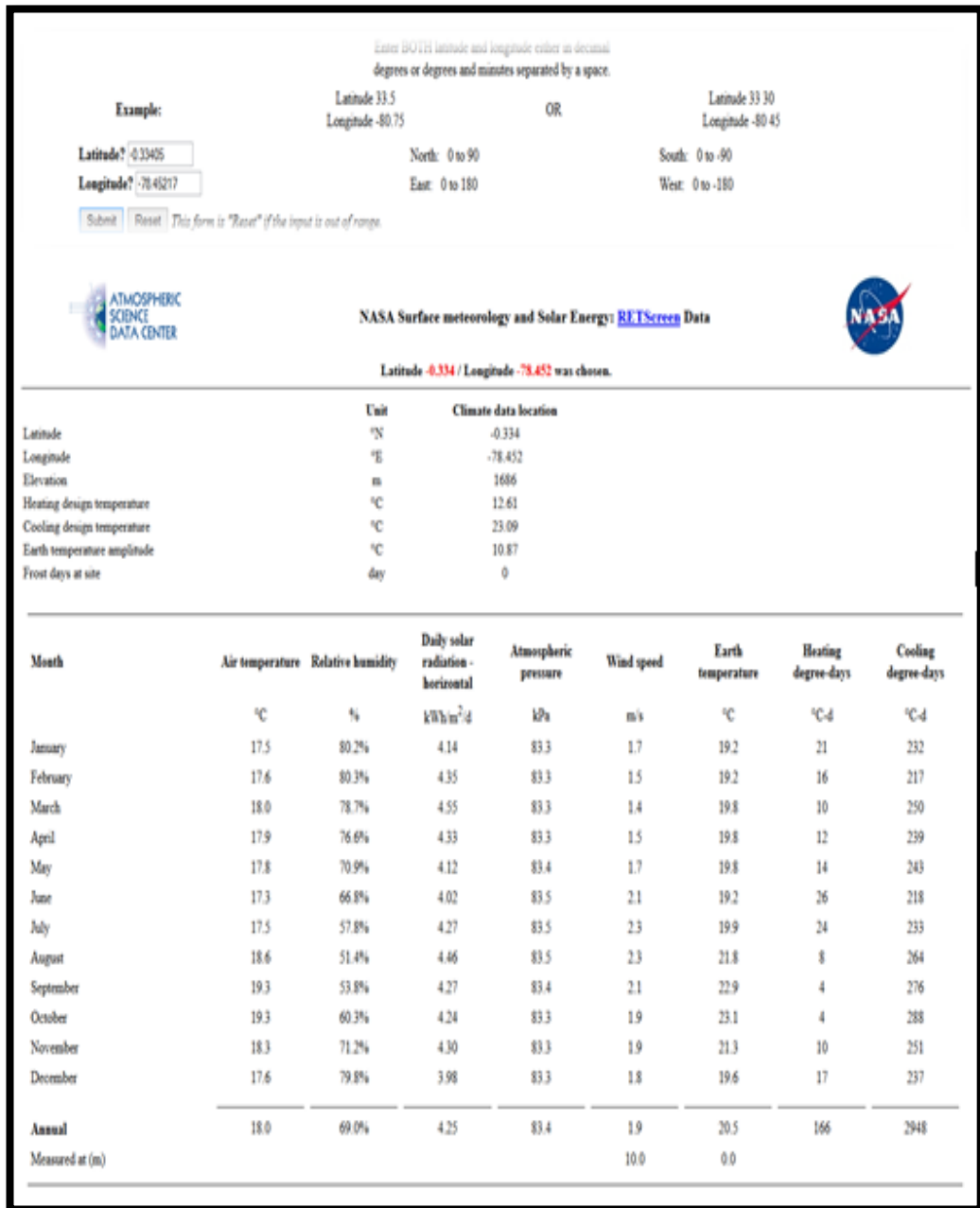


Figura 7 Datos de radiación solar. (Fuente: NASA, 2014)

La expresión para determinar las horas de sol pico (HSP) es la siguiente

$$HSP = E / I \tag{15}$$

Tabla 6

Datos de horas sol pico (HSP) sobre superficies horizontales.

Latitude -0.316667 / Longitude -78.45 / I = 1000 W/m2		
<i>Mes</i>	<i>E (W-h/m2-day)</i>	<i>HSP(horas)</i>
Enero	4130	4.13
Febrero	4340	4.34
Marzo	4550	4.55
Abril	4330	4.33
Mayo	4120	4.12
Junio	4010	4.01
Julio	4260	4.26
Agosto	4460	4.46
Septiembre	4260	4.26
Octubre	4240	4.24
Noviembre	4300	4.3
Diciembre	3980	3.98

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

2.1.2.2.3 DATOS MEDIANTE SOFTWARE ISOCAD

Mediante este software, nosotros obtenemos datos de la radiación diaria media mensual, gráficas, ingresando el lugar determinado. Como un ejemplo práctico ingresamos de la ciudad de Quito-Ecuador.

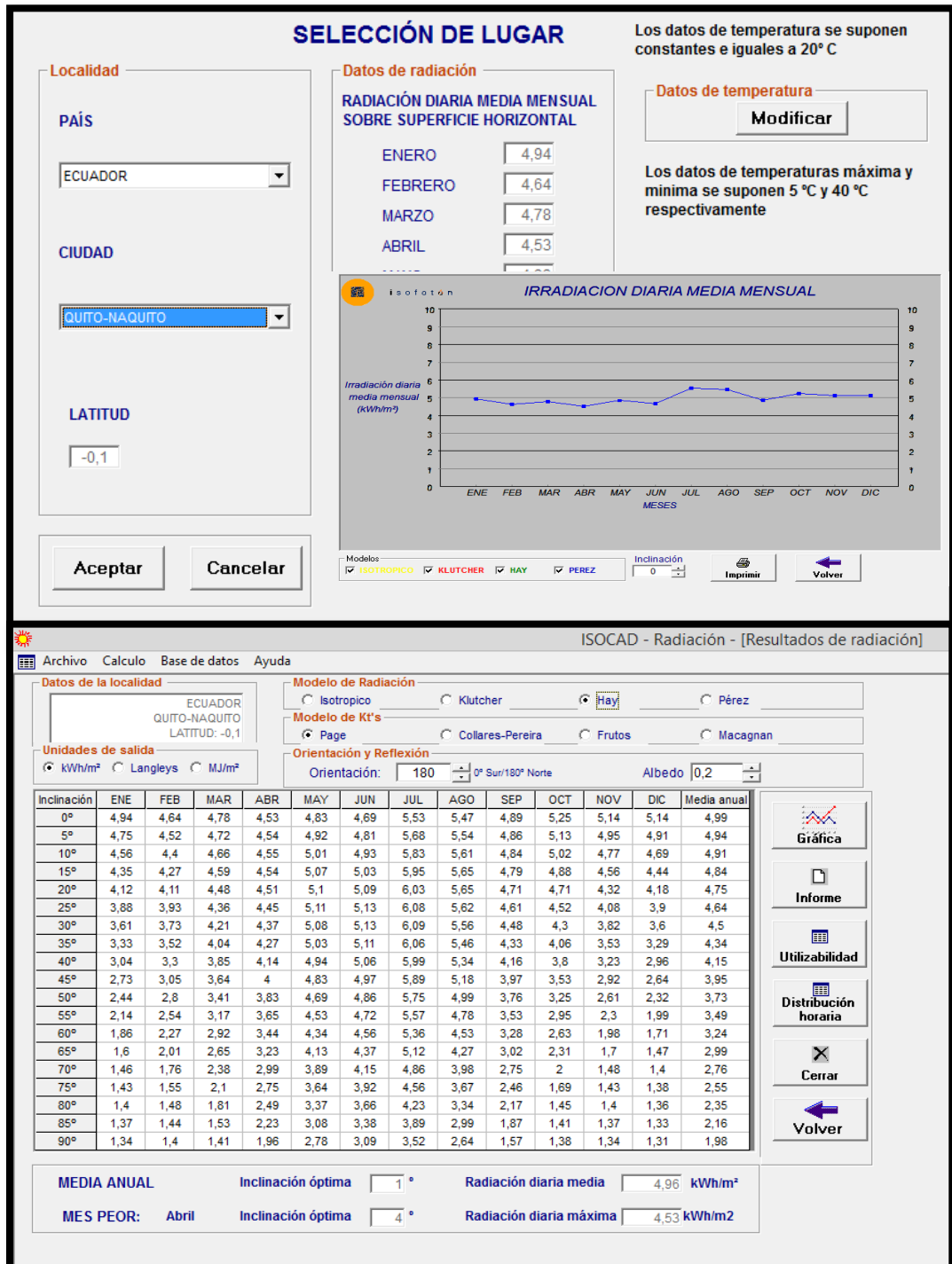


Figura 8 Datos de la radiación diaria media mensual sobre una superficie horizontal. (Fuente: ISOCAD, 2014)

2.1.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO

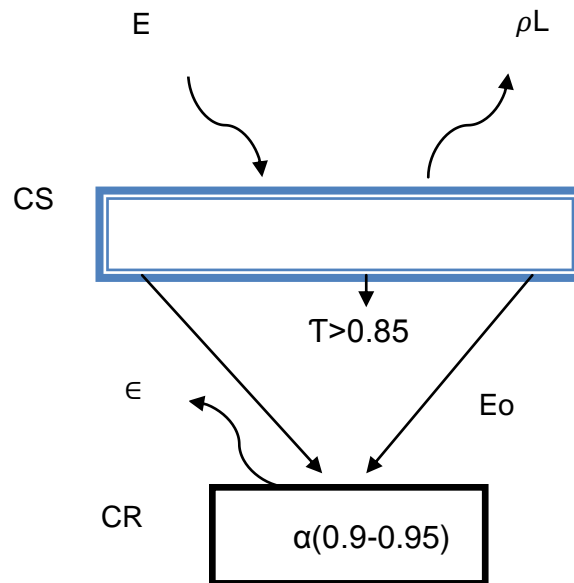


Figura 9 Análisis energético del concentrador solar

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

E : Irradiación (wh/m²dia),

CR: Cámara de Reacción,

α : Absortancia

T : Transmitancia,

ρ_L : Reflectividad del lente

CS: Concentrador Solar

Para el análisis energético del concentrador solar, comenzamos determinando la Eficiencia Óptica; con la siguiente expresión:

$$\eta_o = Pr * \tau * \alpha * \gamma_1 * F * ft \quad (16)$$

Dónde:

η_o : Eficiencia óptica (%),

Pr: Reflectividad de espectro,

γ_1 : Factor de forma que depende de los errores en la pendiente del espejo y de la dispersión que sufre la radiación solar,

F : Error en el seguimiento,

Determinamos la Eficiencia instantánea, de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{q_u}{I * A_a} \quad (17)$$

Dónde:

η_c : Eficiencia Instantánea

q_u : calor útil

I : irradiancia

A_a : Área del concentrador

El área del concentrador se calcula mediante la siguiente expresión:

$$A_a = L * a \quad (18)$$

Para encontrar el calor útil se debe utilizar:

$$q_u = q_{abs} - q_{perd} \quad (19)$$

Dónde:

q_{abs} : Calor absorbido

q_{perd} : Calor perdido

Entonces procedemos a calcular el calor perdido y calor absorbido con las expresiones [20] y [21]

$$q_{perd} = U(T_c - T_a)A_r \quad (20)$$

$$q_{abs} = \eta_o * A_a * I \quad (21)$$

Dónde:

U : Coeficiente global de Transferencia de calor,

T_c : Temperatura de placa de la cubierta (°C),

T_a : Temperatura ambiente (°C).

Y donde A_r es el área del Haz de radiación y está dada por:

$$A_r = L_r * a_r \quad (22)$$

Dónde:

A_r : Área del haz de radiación (cm²),

L_r : Longitud del haz de radiación (cm),

a_r : Ancho del haz de radiación (cm)

2.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE CÁMARAS DE REACCIÓN

2.2.1 CONCEPTOS

El absorbedor o cámara de reacción tiene como función recibir la radiación solar, transformarla en calor y transmitirla al fluido portador a través de la convección.

Las formas de las cámaras de reacción pueden ser variadas según el requerimiento del sistema dentro de las que podemos distinguir:

- Placas metálicas separados unos milímetros
- Una placa metálica con tubos soldados o embutidos
- Dos placas metálicas con un circuito en el interior

La energía recibida por las cámaras de reacción está dada por:

$$q_{abs} = \eta_o A_a H_b \quad (23)$$

Siendo:

Aa: Área de apertura del concentrador (cm²)

Hb: Radiación solar directa incidente sobre el colector (wh/m²dia)

Ta: Temperatura ambiente (°C)

Tc: Temperatura del absorbedor (°C)

ηo: Eficiencia óptica

2.2.1.1 RAZÓN DE CONCENTRACIÓN

Es la razón entre el área de apertura del concentrador y el área del absorbedor (cámaras de reacción), es decir:

$$R_c = \frac{A_a}{A_r} \quad (24)$$

Para la obtener un rendimiento óptimo de la cámara de reacción, se deben analizar varios factores de diseño para mejorar su eficiencia y su funcionalidad dentro del sistema.

La cámara de reacción debe estar diseñada de manera que la distribución de la temperatura a través de la superficie selectiva es uniforme. La distribución no uniforme de la temperatura conduce a la degradación acelerada de la superficie. Por lo general, se desea una temperatura uniforme de 300 C. Distribuciones uniformes se obtienen mediante el cambio de los parámetros de absorción, tales como el espesor de aislamiento por encima de la placa, el tamaño de la abertura del absorbedor y la forma y la profundidad de la cavidad de aire.

La cara expuesta al sol debe captar la mayor cantidad de rayos de sol por lo que se suele pintar de color negro u oscuro para conseguir una superficie selectiva (muy absorbente a la radiación y baja emisividad). En cuanto a la transmisión del calor desde la placa al líquido es muy buena en absorbedores de doble lámina y algo peor con tubos adosados. Es importante evitar los puentes térmicos entre el absorbedor y la carcasa, debiendo estar bien aislados térmicamente (calorifugados).

Es conveniente que la cara de la cámara de reacción expuesta al sol este recubierta de un revestimiento especialmente elegido para absorber bien los rayos solares.

Se utilizan dos procedimientos: pinturas y superficies selectivas

2.2.1.2 CARACTERÍSTICAS QUE DEBE CUMPLIR LA CÁMARA DE REACCIÓN

- Tratamiento de las superficies
- Pérdida de carga

- Corrosión interna
- Capacidad del absorbedor
- Homogeneidad de la circulación del fluido en el absorbedor
- Transmisión del calor de la placa absorbente al fluido caloportador
- Entradas y salidas de fluido en el absorbedor

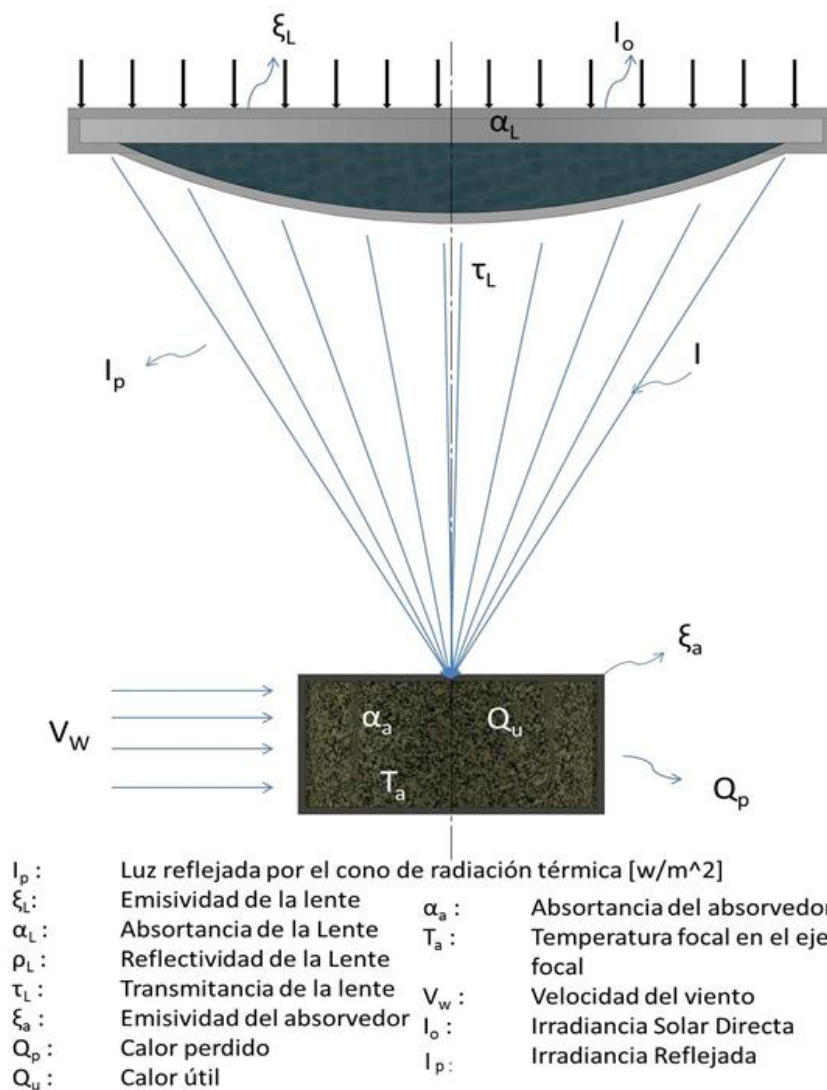


Figura 10 Análisis Energético de la Cámara de Reacción

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

2.2.2 ANÁLISIS ENERGÉTICO

2.2.2.1 CÁMARA DE REACCIÓN PARA FLUIDOS

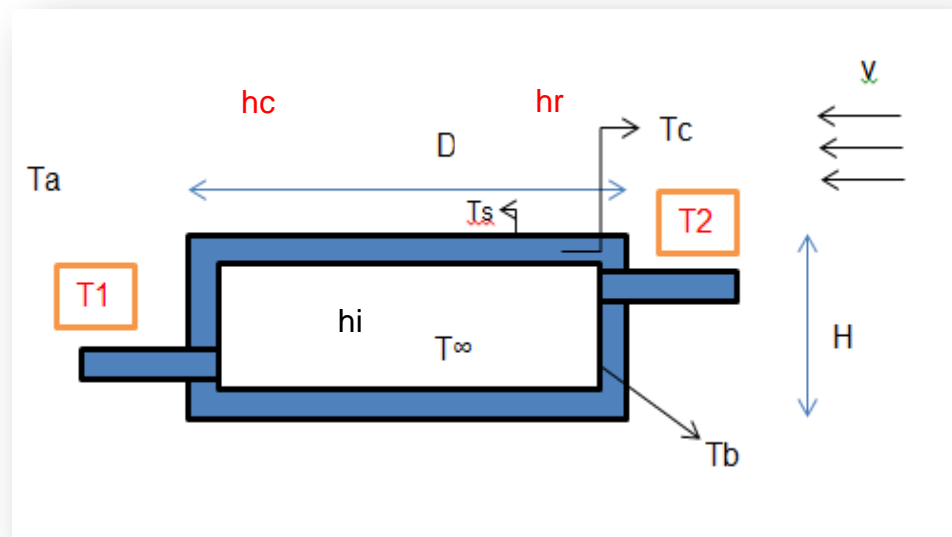


Figura 11 Análisis energético de cámara de reacción de fluidos

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

Dónde:

T_a : Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$),

T_1 : Temperatura de ingreso del fluido ($^{\circ}\text{C}$),

T_2 : Temperatura de salida del fluido ($^{\circ}\text{C}$),

T_s : Temperatura superficial ($^{\circ}\text{C}$),

T_c : Temperatura de la placa de cubierta ($^{\circ}\text{C}$),

T_b : Temperatura interna ($^{\circ}\text{C}$),

v : velocidad del viento (m/s),

h_i : coeficiente de convección flujo interno ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$),

h_o : coeficiente de convección forzada flujo externo ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$).

Para el análisis energético de la cámara de reacción de fluidos, comenzamos determinando las horas sol pico directo en radiación global (véase Tabla 6); con la siguiente expresión, ecuación [15]

$$HSP = E / I$$

Determinamos el volumen del fluido que se va a utilizar, mediante la siguiente expresión:

$$V_{fluido} = \frac{\pi D^2}{4} H \quad (25)$$

Dónde:

D_i = Diámetro interno de la cámara de reacción,

H = Altura de la cámara de reacción.

Cálculo de la masa del fluido:

$$\delta_{fluido} = \frac{M_{fluido}}{V_{fluido}} \quad (26)$$

Dónde:

δ : Densidad del fluido,

M : Masa del fluido (Kg),

V : Volumen del fluido (m^3)

Determinamos la temperatura media, con la siguiente expresión:

$$T_m = \frac{T_a + T_s}{2} \quad (27)$$

Dónde:

T_a : Temperatura ambiente (°k),

T_s : Temperatura superficial (°k).

Determinamos el coeficiente de transferencia por radiación, con la siguiente expresión:

$$h_R = 4\varepsilon_a \sigma T m^3 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (28)$$

Dónde:

T_m : Temperatura media (°k),

$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$, Constante de Stefan Boltzman.

ε_a : Emisividad de la placa absorbente.

Heat transfer coefficient $h_c (Wm^{-2} K^{-1})$	Conditions	Source
$3.49U$	20 m by 10 m greenhouse	Kanthak (1970)
$5.6 \frac{U^{0.8}}{L^{0.2}}$	Turbulence and $Ra > 10^5$	Tantau (1975)
$2.8 + 3.0U$	Solar collectors	Wattmuff (1977)
$2.8 + 1.2U$	Venlo-type greenhouse ($U \leq 4 m s^{-1}$)	Bot (1983)
$1.32\Delta T^{0.25} U^{0.8}$	Tunnel-type greenhouse	Kittas (1986)
$7.2 + 3.84U$	Plastic greenhouse	Garzoli and Blackwell (1987)
$5.96 \frac{U^{0.8}}{L^{0.2}}$	Large-scale greenhouse	De Halleux (1989)
$0.95 + 6.76U^{0.49}$	Polyethylene-covered greenhouse ($U \leq 6.3 m s^{-1}$)	Papadakis <i>et al.</i> (1992)

Note: L , characteristic length; Ra , Rayleigh number; Re , Reynolds number; U , characteristic speed; ΔT , characteristic temperature difference.

Figura 12 Lista de fórmulas empíricas para los coeficientes de transferencia de calor por convección entre la superficie de la cubierta exterior y el aire de acuerdo con diferentes autores. (Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses, 2002)

Determinamos el coeficiente de transferencia por convección para colectores solares como se determinó en la Figura 12, con la siguiente expresión:

$$h_c = 2.8 + 3V_{viento} \frac{w}{m^2 \cdot K} \quad (29)$$

Dónde:

V Viento: Velocidad de viento (m/s).

Determinamos el coeficiente de transferencia por convección flujo externo, con la siguiente expresión:

$$h_o = h_c + h_r \quad (30)$$

Mediante la convección libre en espacios cerrados, “Las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media aritmética de las temperaturas superficiales $(T_1+T_2)/2$ y la longitud característica en el número de Grashof es la distancia entre las superficies, b ; es decir, si $T_1 > T_2$ ” (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 200).

Para determina el número de Grashof, se considera todas las propiedades constantes a la temperatura de película o a la temperatura de referencia.

El número de Grashof, se calcula con la siguiente expresión:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)b^3}{\gamma^2} \quad (31)$$

Dónde:

β : Coeficiente de expansión volumétrica,

g : Gravedad,

T_s : Temperatura superficial de la cámara de reacción,

T_∞ : Temperatura ambiente del interior de la cámara de reacción,

γ : Viscosidad de la temperatura referencial,

b : Altura de la cámara de reacción (H).

Determinamos la temperatura referencial (T_{Ref_e}), con la siguiente expresión:

$$T_{Ref_e} = T_s + (0.38)(T_\infty - T_s) \quad (32)$$

Para el cálculo del coeficiente de expansión volumétrico expresado a través de la capa límite, para relacionar la densidad del fluido (ρ), a las temperaturas ya mencionadas utilizamos la siguiente expresión:

$$\beta = \rho_{T_\infty} \left(\frac{\frac{1}{\rho_{T_{Ref_e}}} - \frac{1}{\rho_{T_\infty}}}{T_{Ref_e} - T_\infty} \right) \quad (33)$$

En el calentamiento o enfriamiento inestable por convección libre en espacios cilíndricos cerrados, horizontales o verticales, se determina el cálculo del coeficiente de convección interna por convección natural, con la siguiente expresión:

$$\frac{\bar{h}D}{K} = (0.55)(GrPr)^{\frac{1}{4}} \quad (34)$$

Dónde:

D : Diámetro de la cámara de reacción (m),

K : Coeficiente de conductividad de la tapa superior de la cámara de reacción ($\frac{W}{m \cdot K}$),

Gr : Número de Grashof con respecto a la temperatura superficial,
 Pr : Número de Prandtl con respecto a la temperatura superficial.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la cámara de reacción, se analiza de la siguiente manera:

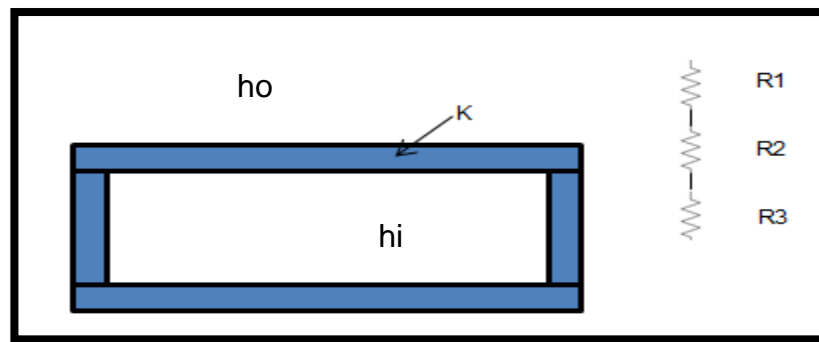


Figura 13 Análisis de los coeficientes de transferencia de calor

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

Los valores de las resistencias, se determina por las siguientes expresiones que depende de los coeficientes de transferencia de calor, todo para paredes planas:

$$\text{Convección} \quad R1 = \frac{1}{h_o} \quad (35)$$

$$\text{Conducción} \quad R2 = \frac{L_p}{K} \quad (36)$$

$$\text{Convección} \quad R3 = \frac{1}{h_i} \quad (37)$$

Dónde:

L_p : Espesor de la placa de cubierta de la cámara de reacción (m).

Por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor, para paredes planas se determina con la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (38)$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (39)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{L_p}{K} + \frac{1}{h_i}} \quad (40)$$

Para la determinación del calor útil ($q_{\text{útil}}$), utilizamos la siguiente expresión:

$$q_{\text{útil}} = q_{\text{abs}} - q_{\text{perdido}}$$

$$q_{\text{útil}} = q_{\text{abs}} - U(T_c - T_a)\Delta_r \quad [\text{Watts}] \quad (41)$$

Dónde:

q_{abs} : Calor absorbido por el lente de Fresnel [Ecu. 21],

U : Coeficiente Global de transferencia de calor,

T_c : Temperatura de la placa cubierta de la cámara de reacción (°K),

T_a : Temperatura ambiente (°K),

Δ_r : Área del haz de radiación [Ecu. 22].

2.2.2.2 CÁMARA DE REACCIÓN PARA SÓLIDOS

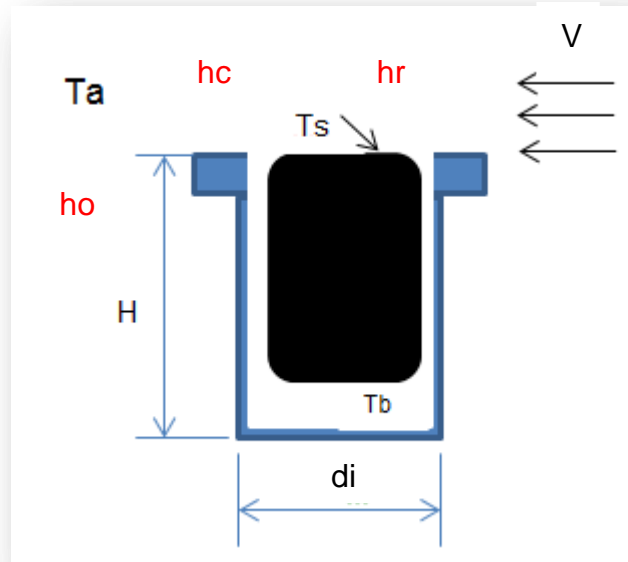


Figura 14 Análisis energético de cámara de reacción de sólidos

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

Dónde:

T_a : Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$),

T_s : Temperatura superficial del sólido ($^{\circ}\text{C}$),

T_b : Temperatura interna ($^{\circ}\text{C}$),

v : velocidad del viento (m/s),

h_o : coeficiente de convección forzada flujo externo ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$).

Determinamos la temperatura media, con la siguiente expresión [Ecu. 27]:

$$T_m = \frac{T_a + T_s}{2}$$

Dónde:

T_a : Temperatura ambiente (°k),

T_s : Temperatura superficie del sólido (°k).

Determinamos el coeficiente de transferencia por radiación, con la siguiente expresión [Ecu. 28]:

$$h_R = 4\varepsilon_a\sigma Tm^3 \left[\frac{W}{m^2\text{°K}} \right]$$

Dónde:

Tm : Temperatura media (°k),

$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4}$, Constante de Stefan Boltzman.

ε_a : Emisividad del sólido absorbente.

Determinamos el coeficiente de transferencia por convección, con la siguiente expresión [Ecu. 29]:

$$hc = 2.8 + 3V_{viento}$$

Dónde:

hc : Coeficiente de transferencia de calor $\left(\frac{W}{m^2\text{°K}} \right)$.

V Viento: Velocidad de viento (m/s).

Determinamos el coeficiente de transferencia por convección flujo externo, con la siguiente expresión [Ecu. 30]:

$$h_o = h_c + h_r$$

Determinamos el volumen del sólido que se va a utilizar, mediante la siguiente expresión [Ecu. 25]:

$$V_{sólido} = \frac{\pi d_i^2}{4} H$$

Dónde:

d_i = Diámetro interno de la cámara de reacción,

H = Altura de la cámara de reacción.

Cálculo de la masa del sólido [Ecu. 26]:

$$\delta_{sólido} = \frac{M_{sólido}}{V_{sólido}}$$

Dónde:

δ : Densidad del sólido,

M : Masa del sólido (Kg),

V : Volumen del sólido (m^3)

Esta cámara de reacción en si se emplea para determinar qué tipo de modificaciones hay en las superficies de los diferentes sólidos a prueba en este proyecto.

Se determina la potencia requerida con la siguiente expresión:

$$Q_s = mC_p(T_{tratamiento\ térmico} - T_{ambiente}) \quad (42)$$

Dónde:

Q_s : Calor sensible en Kcal,

m : Masa del sólido,

C_p : Calor específico del sólido $\frac{Kcal}{Kg^{\circ}C}$

T_c : Temperatura de calentamiento para el tratamiento térmico,

T_{∞} : Temperatura inicial o temperatura ambiente.

2.2.3 APLICACIONES FUTURAS DE LA ENERGÍA CONCENTRADA

- Fotovoltaica: Electricidad, señalización, bombeo de agua, desinfección de agua
- Térmica: Tenemos el secado, desalinización, calentamiento de agua, producción de energía eléctrica, refrigeración, eliminación de residuos químicos por foto catálisis.
- Variación en la superficie de materiales. Tenemos temple y revenido, aleación superficial, plaqueado (cladding), reacción gas-sólido, síntesis auto propagada.

Tabla 7

Aplicación de la Energía Solar Concentrada al tratamiento de materiales

PROCESO	POTENCIA (kw)	DENSIDAD (kw/cm ²)	SUPERFICIE (cm ²)	TEMPERATURA (°K)
Laser CO ₂	2 - 5	1 – 1000	< 1	>5000
Nd – Yag	< 0,5	100 - 10 ⁶	< 1	>5000
Horno S.	< 1000	1	10 -100	>3500
L. Fresnel	0,09	0,24	0,36	>1500

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

En la tabla 8 se puede observar algunas sustancias y sólidos con sus características para cambio de fase.

Tabla 8

Características de fluidos y sólidos para determinar cambio de fase.

SUSTANCIA	Teb(C)
Alcohol Etilico	78,0
Acetona	56,5
Cloroformo	61,3
Agua	100
Benceno	80,1
Naftaleno	100
Eter	34,5

Compuesto líquido	Temperatura de ebullición reportada	Temperatura de ebullición experimental
Etanol	78.4°C	56°C
Clorox	101°C	78°C
Leche	100,17°C	80°C
Vinagre	118°C	60°C

Compuesto sólido	Temperatura de fusión reportada	Temperatura de fusión experimental
Naftaleno	79,85°C	76°C
Fructosa	103°C	90°C
Parafina	47°C a 64°C	52°C a 60°C
Azúcar	185,85°C	106°C a 120°C

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

El fluido que vamos a utilizar en este proyecto es el aceite térmico, algunas características de este aceite son las siguientes:

Propiedades de los aceites térmicos:

- Elevada estabilidad térmica y química: El aceite debe ser física y químicamente estable dentro de los rangos de temperatura para el que está especificado, es decir, debe ser resistente al craqueo (quiebre de las moléculas de hidrocarburos como consecuencia del aumento de la temperatura).

- Buena resistencia a la oxidación: Un aceite hidrocarburo reacciona con el oxígeno del aire, es decir, se produce la oxidación; aumenta la velocidad de reacción a medida que la temperatura del aceite se incrementa. Al producirse la oxidación, la viscosidad del aceite aumenta, disminuyendo el poder de transferencia térmica.

- Alto coeficiente de transferencia de calor: El coeficiente de transferencia de calor se define como el flujo de calor que existe entre dos materiales que se encuentran a diferente temperatura y que están en contacto entre sí.

- Prolongada vida útil: La vida de los aceites térmicos dependen fundamentalmente del diseño y operación adecuados del sistema.

Las propiedades que deben controlarse son: viscosidad, acidez, punto de inflamación y contenido de insolubles.

- Propiedades Antiespumantes
- Débil Tensión de Vapor
- Baja Viscosidad
- Bajo Punto de Fusión
- Baja Volatilidad
- No debe ser tóxico no corroer los metales.

Procesos en los que se emplean los aceites térmicos:

Los aceites térmicos son empleados en diversos procesos industriales, especialmente en aquéllos en que las temperaturas requeridas para la operación no pueden ser alcanzadas mediante la instalación sencilla de calderas de vapor, ya que para rangos de temperatura entre 150 [°C] a 350 [°C] las calderas de vapor requieren de instalaciones anexas, tales como plantas de tratamiento de agua, trampas de vapor, bombas de vapor. Además las presiones de vapor para alcanzar estas temperaturas son alrededor de 45 [bar] para llegar a 250 [°C] y de 105 [bar] para temperaturas de 320 [°C], lo que requiere instalaciones de alto costo.

Temperatur °C	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor especifico c_p J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^{10}$ (m ² /seg)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^3$ (N.seg/m ²)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Nº de Prandi Pr	$\left(\frac{g}{v^2} \cdot 10^{-10}\right)$
0	899.1	1796	0.147	911	3848	4280	47100	8475
20	888.2	1880	0.145	872	799	900	10400	
40	876.1	1964	0.144	834	210	240	2870	
60	864	2047	0.14	800	72.5	83.9	1050	
80	852	2131	0.138	769	32	37.5	490	
100	840	2219	0.137	738	17.1	20.3	276	
120	829	2307	0.135	710	10.3	12.4	175	
140	816.9	2395	0.133	686	6.54	8	116	
160	805.9	2483	0.132	663	4.51	5.6	84	

Figura 15 Propiedades termofísicas de los aceites térmicos

Fuente: (Cengel, 2007)

2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

2.3.1 CONCEPTOS

Los intercambiadores tienen una función específica; en los intercambiadores la temperatura de uno o más fluidos varía en forma continua a medida que los fluidos se transportan a través del intercambiador de calor.

Para los intercambiadores de calor, la ley de Newton del enfriamiento es:

$$q = UA\Delta T_m \quad [W] \quad (43)$$

Dónde:

U: Coeficiente global de Transferencia de Calor

A: Área de transferencia de calor

ΔT_m : Diferencia de temperatura media

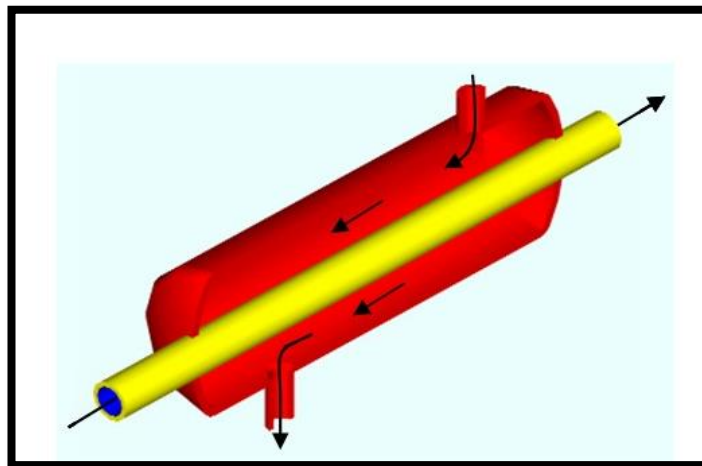


Figura 16 Tubos concéntricos a contraflujo

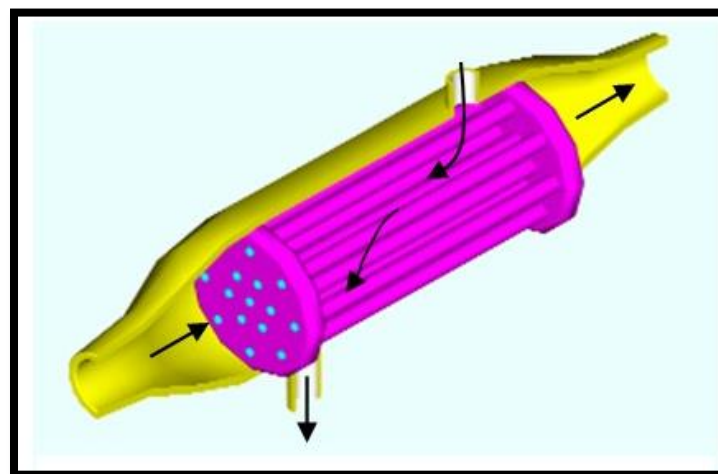


Figura 17 Intercambiador de Calor a contraflujo de coraza y tubos

El coeficiente Global de transferencia de calor (U), no permanece constante para todas las partes del intercambiador el procedimiento más adecuado es evaluarlo en base en la media aritmética de la temperatura de los fluidos. Por analogía con la convección, se tiene $1/UA$ igual a la resistencia. La diferencia media logarítmicas de temperaturas es:

$$(\Delta T)_m = \frac{\theta_A - \theta_B}{\ln\left(\frac{\theta_A}{\theta_B}\right)} \quad (44)$$

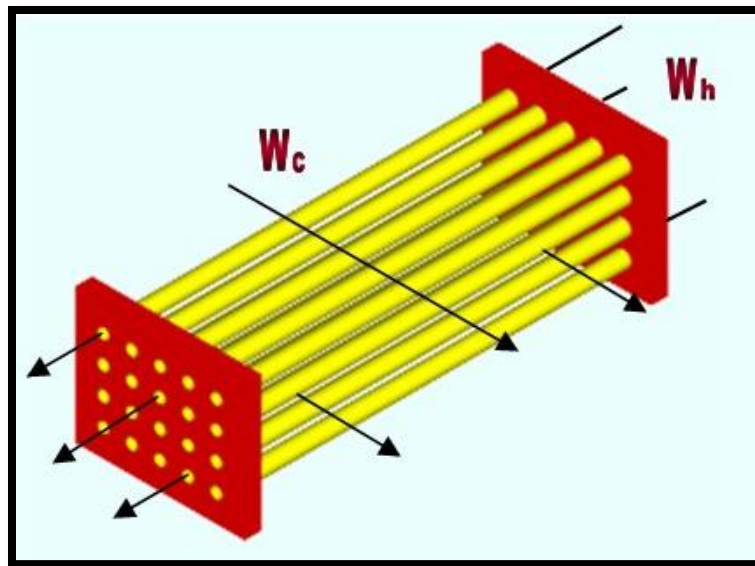


Figura 18 Intercambiador Tubular de flujo cruzado

El inconveniente para poder calcular la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, radica en que la temperatura de uno o ambos fluidos varía de forma continua a medida que los fluidos se transportan a través del intercambiador de calor. Esto lo podemos observar en la Figura 19, en la que se ha trazado de manera gráfica las temperaturas del fluido como una función de la superficie de transferencia de calor para los casos más comunes de flujo paralelo, contraflujo y para fluidos a temperaturas constantes.

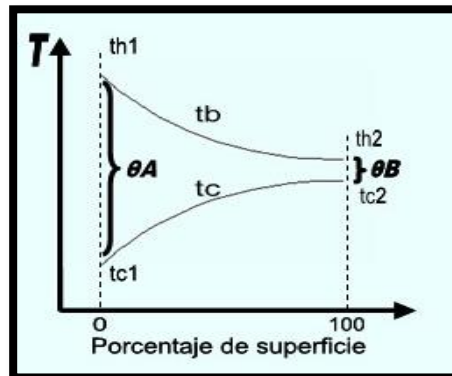


Figura 19 Temperatura de los fluidos en flujo paralelo

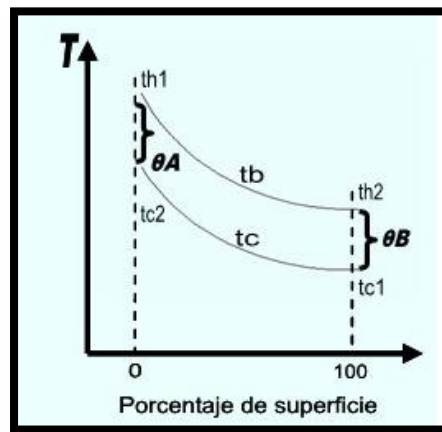


Figura 20 Temperatura de los fluidos en contraflujo

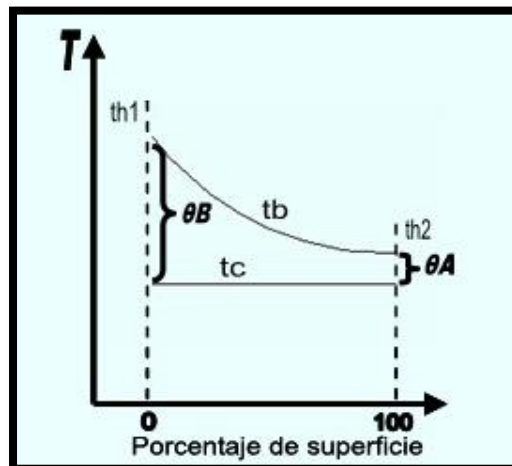


Figura 21 Temperatura de los fluidos a temperatura constante.

Dónde:

El subíndice h denota fluido caliente y el subíndice c, fluido frío. El subíndice 1 denota la temperatura a la entrada de un fluido al intercambiador de calor y 2 representa la temperatura del fluido a la salida del mismo. La dirección de flujo de cada fluido a través del intercambiador se muestra mediante flechas sobre las curvas de temperatura. La diferencia de temperatura más grande entre los fluidos en la unidad (tanto a la entrada como a la salida) se designa como θ_A , y la diferencia de temperatura menor entre los fluidos (tanto a la entrada como a la salida) se designa como θ_B .

2.3.2 CLASIFICACIÓN

Existe una gran variedad de intercambiadores de calor en la industria, dentro su principal clasificación encontramos dos grandes grupos, según el arreglo del fluido y el tipo de construcción:

2.3.2.1 ARREGLO DEL FLUIDO

2.3.2.1.1 FLUJO PARALELO

Este tipo de intercambiador de calor está diseñado de tal forma que los fluidos caliente y frío entran, fluyen en la misma dirección y salen por el mismo extremo.

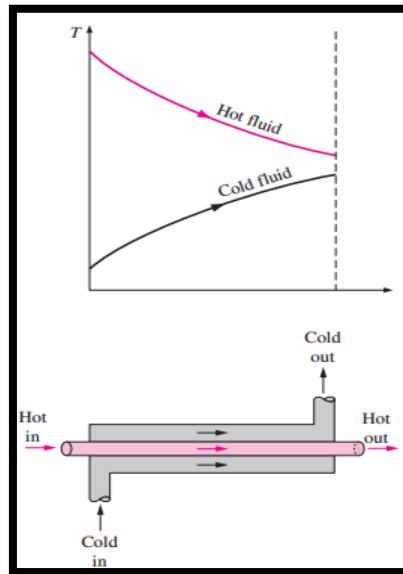


Figura 22 Intercambiador de calor de flujo paralelo (Cengel, 2007)

2.3.2.1.2 CONTRAFLUJO

En este diseño se puede observar que los fluidos caliente y frío entran, por extremos opuestos, fluyen por sentidos contrarios y salen por extremos opuestos.

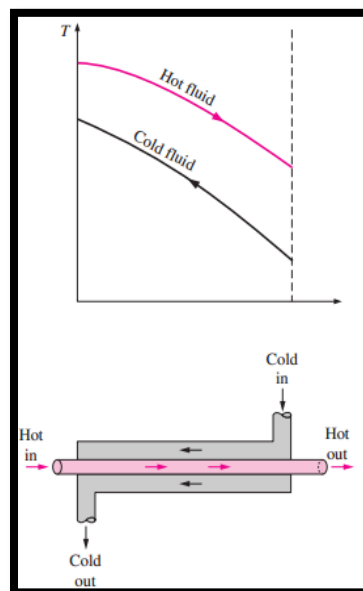


Figura 23 Intercambiador de calor en contraflujo (Cengel, 2007)

2.3.2.1.3 FLUJO CRUZADO

De manera alternativa el movimiento de los fluidos puede realizarse mediante el flujo cruzado (perpendiculares entre sí), como se muestra en la figura 24 los intercambiadores con aletas y sin aletas. Las dos configuraciones difieren entre si según el fluido que se mueve sobre los tubos sea este mezclado o no mezclado.

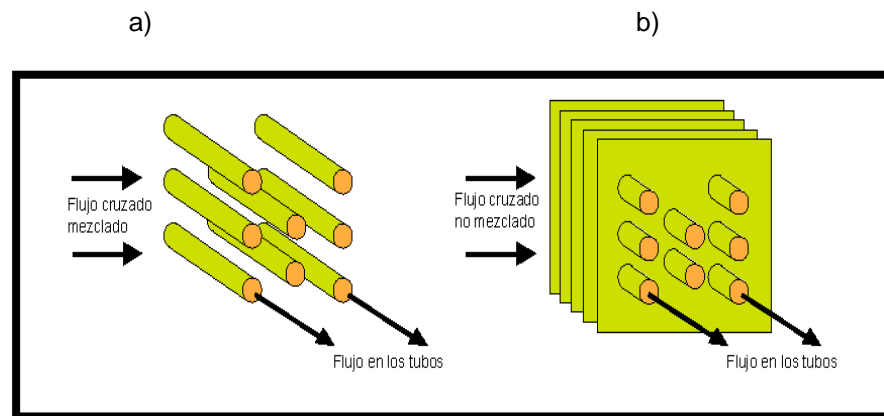


Figura 24 Intercambiadores de calor flujo cruzado a) mezclado b) no mezclado (Guasumba J. , 2009)

2.3.2.2 CONSTRUCCIÓN

2.3.2.2.1 TUBO Y CORAZA

Otra configuración común es el intercambiador de calor de tubos y coraza, las formas de estos difieren de acuerdo al número de pasos de tubos y coraza, la forma más simple la podemos encontrar en el intercambiador que implica un solo paso por tubos y coraza que se muestra en la Figura 25.

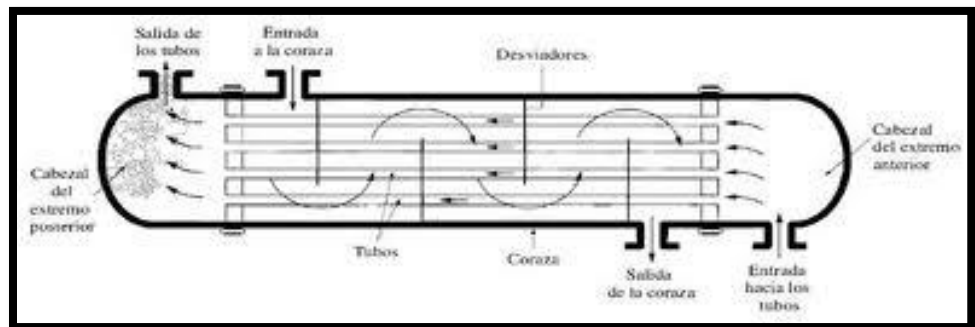


Figura 25 Intercambiador de calor de Tubos y Coraza (Rodríguez, 2003)

En este tipo de intercambiadores se adicionan comúnmente deflectores para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la coraza al inducir la turbulencia y una componente de flujo cruzado.

2.3.2.2 COMPACTOS

Un tipo muy importante de intercambiadores de calor son los compactos, el diseño se realiza de manera que se pueda obtener una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. La razón entre el área superficial de transferencia de calor y su volumen es la densidad de área b . Un intercambiador con $b > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ se clasifica como compacto. Ejemplos de intercambiadores de calor compactos son los radiadores de automóviles, los intercambiadores de calor de cerámica de vidrio de las turbinas de gas, el regenerador del motor Stirling y el pulmón humano.

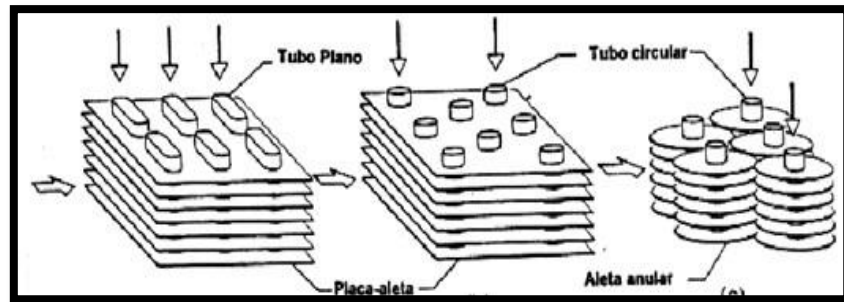


Figura 26 Intercambiadores de calor compactos a) aletas planas b) aletas circulares (Rodríguez, 2003)

Para realizar el presente proyecto se analizaron toda la gama de intercambiadores de calor existentes en el mercado llegando a la conclusión que el más apropiado a implementar en nuestro sistema es un intercambiador de tubos concéntricos ya que presenta mayor facilidad de construcción y los costos se apegan al presupuesto planteado antes de iniciar el proyecto.

2.3.2.2.3 PLACAS O PLATO

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la figura 27, consiste de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos. El intercambiador de calor de plato, debido a la alta eficacia en la

transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcasa y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor.

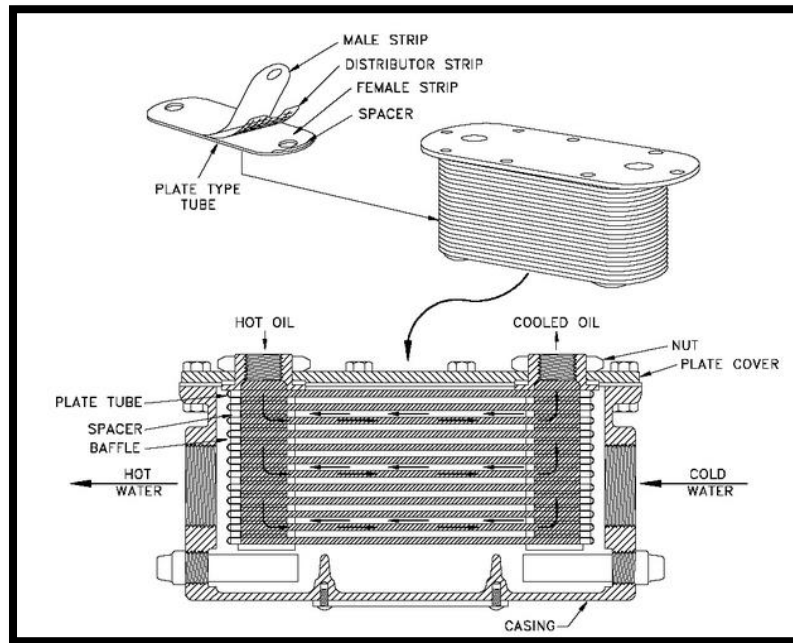


Figura 27 Intercambiador de calor de tipo plato (Guasumba J. , 2009)

2.3.3 ANÁLISIS ENERGÉTICO

La importancia fundamental del análisis energético del intercambiador de calor es que desarrolle su función de la manera más precisa y exacta posible, con el fin de que cumpla con el equilibrio termodinámico para la cual será aplicado. En la determinación de coeficientes fílmicos de transferencia de calor, se pueden encontrar un sin número de correlaciones empíricas. A continuación se listarán algunas correlaciones para determinar el coeficiente global de transferencia de calor. Tanto para el calentamiento como enfriamiento de la mayor parte de los fluidos normales ($0.7 < Pr < 700$) en flujo completamente turbulento $Re > 10,000$, y con las propiedades físicas medidas en las condiciones del fluido.

Flujo turbulento en tubos.

$$\frac{hiDi}{K_f} = 0.023 \left[1 + \left(\frac{Di}{L} \right)^{0.7} \right] \left(\frac{\rho_f V Di}{\mu_f} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_f Cp}{K_f} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (45)$$

Régimen de transición del flujo en tubos: $2100 < Re < 10,000$

$$\frac{hiDi}{K_f} = 0.116 \left[1 + \left(\frac{Di}{L} \right)^{2/3} \right] \left[\left(\frac{\rho_f V Di}{\mu_f} \right)^{2/3} - 125 \right] \left(\frac{\mu_f Cp}{K_f} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (46)$$

Flujo Laminar en tubos

Flujo Laminar no desarrollado ($Gz = RePrDi/L$) $Gz < 100$

$$\frac{hiDi}{K_f} = \left[3.66 + \frac{0.085 Gz}{1 + 0.047 Gz^{2/3}} \right] \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (47)$$

Flujo laminar desarrollado ($Gz > 100$)

$$\frac{hiDi}{K_f} = Gz^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (48)$$

Sección Anular: Para flujo de calor hacia la pared del tubo interior.

$$\frac{hoDe}{K_f} = 0.02 \left(\frac{\rho_f V Do}{\mu_f} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_f Cp}{K_f} \right)^{1/3} \left(\frac{D_o}{D_i} \right)^{0.53} \quad (49)$$

Coefficiente Global de transferencia de Calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(R_o/R_i)}{2\pi k L} \quad (50)$$

Notas:

De (Diámetro Equivalente) $De = Do - Di$

A (Área de Transferencia de Calor) $A = \pi \cdot D \cdot L$

S (Área del Flujo) $S = (\pi/4)(Di)^2$ o $S = (\pi/4)(Do^2 - Di^2)$

En este proyecto tenemos una distribución de temperatura en un intercambiador de tubos concéntricos con flujos encontrados.

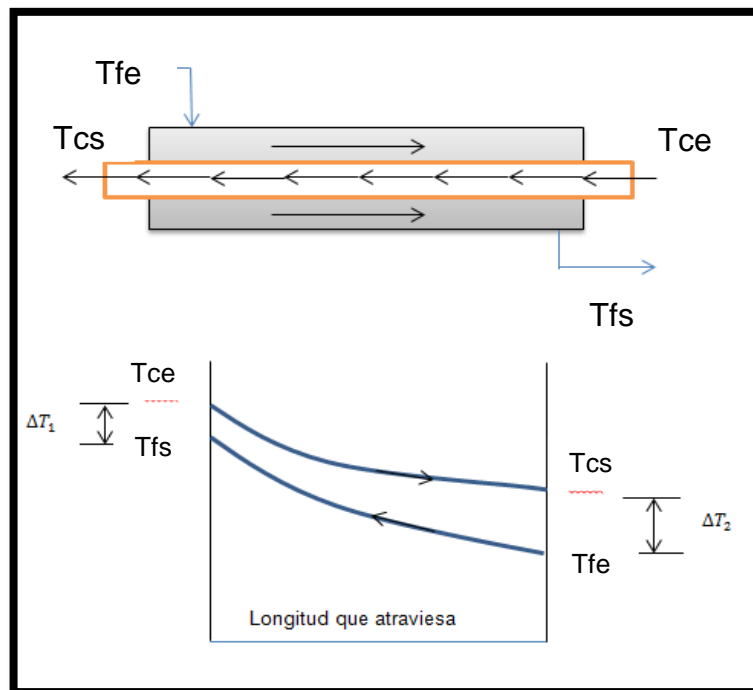


Figura 28 Distribución de temperaturas en el intercambiador de tubos concéntricos con flujos encontrados (Román L; 2014)

Determinamos la diferencia de temperaturas, con las siguientes expresiones, (véase Figura 28):

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \quad (51)$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} \quad (52)$$

Dónde:

T_{ce} : Temperatura de entrada del fluido caliente (°K),

T_{cs} : Temperatura de salida del fluido caliente,

T_{fe} : Temperatura de entrada del fluido frío,

T_{fs} : Temperatura de salida del fluido frío.

Determinamos la diferencia promedio efectiva de temperatura para un intercambiador de calor de doble tubo en contraflujo, con la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (53)$$

Para determinar el factor de corrección F para un intercambiador de calor de un solo paso, utilizamos el gráfico (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 244)

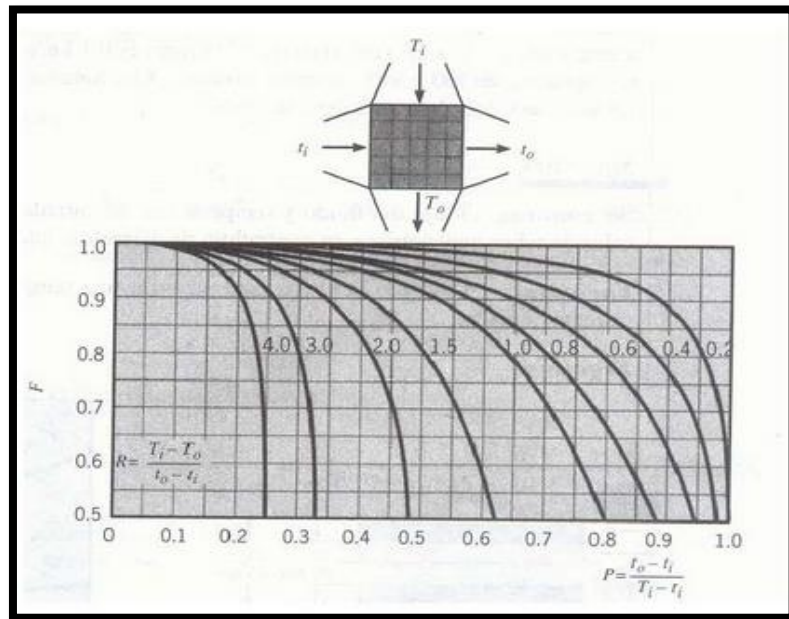


Figura 29 Factor de corrección F para un intercambiador de calor de un solo pasó en flujo cruzado con los dos fluidos no mezclados (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 244).

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad (54)$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (55)$$

Dónde:

$T_i = T_{ce}$, Temperatura de entrada del fluido caliente ($^{\circ}\text{K}$).

$t_i = T_{fe}$, Temperatura de entrada del fluido frío.

$t_o = T_{fs}$, Temperatura de salida del fluido frío.

$T_o = T_{cs}$, Temperatura de salida del fluido caliente.

En los intercambiadores de calor se usan frecuentemente haces de tubos cilíndricos poco espaciados. En esta situación usaremos haces de tubos en flujo transversal, por lo cual los tubos localizados aguas arriba ejercen influencia sobre la rapidez de transferencia de calor y las características del flujo sobre los tubos situados aguas abajo. Para los primeros tubos se presentan variaciones de tubo a tubo.

Para determinar el coeficiente promedio de transferencia de calor para haces en la dirección del flujo está dada por:

$$\frac{\bar{h}_o D_o}{K} = C_1 (Re_{m\acute{a}x})^n \quad (56)$$

Para determinar los valores de n y C_1 , observamos Figura 30.

$\frac{b}{D}$	a/D							
	1.25		1.5		2		3	
	C_1	n	C_1	n	C_1	n	C_1	n
Tubos en línea:								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Tubos escalonados:								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
1			0.497	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

Figura 30 Valores de n y C_1 (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 175)

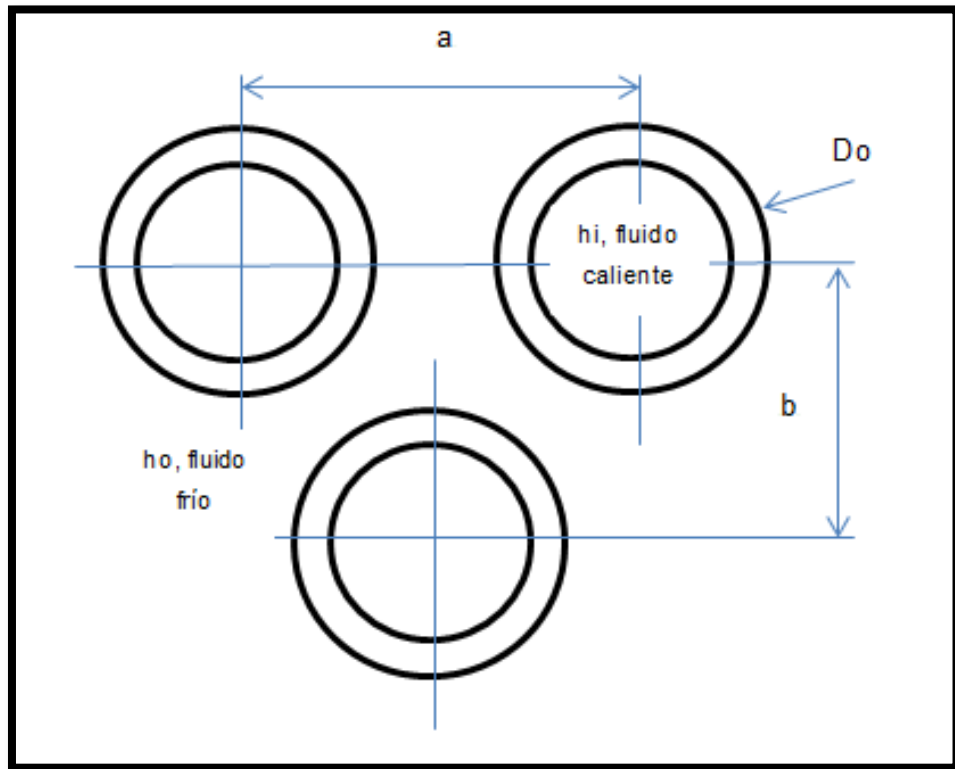


Figura 31 Haces escalonados en el intercambiador de calor, en flujo cruzado (Román L, 2014)

Para haces escalonados, el pasaje mínimo (min) es el menor valor entre $\frac{a-Do}{2}$ y $(\sqrt{(\frac{a}{2})^2 + b^2} - Do)$.

Para determinar el V_{max} , utilizamos la siguiente expresión:

$$V_{max} = \frac{v_{\infty} * \frac{a}{2}}{min} \quad (57)$$

Dónde:

v_{∞} : 0.05 (m/s), velocidad por convección natural (Guasumba J. , 2009).

Cálculos para el fluido frío:

$$T_m = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad (58)$$

Con ésta temperatura vamos a tablas y calculamos la densidad (ρ), la viscosidad (γ), Prandalt (Pr) y coeficiente de conducción (k), todos los datos a referencia del fluido frío que usemos. Una vez determinado los valores ya mencionados, calculamos el número de Reynolds, con la siguiente expresión:

$$Re_{max} = (V_{max}(Do))/\gamma \quad (59)$$

Ya determinado los valores del análisis procedemos a calcular el coeficiente promedio de transferencia de calor ($\overline{h_o}$), mencionado en la ecuación [52].

Cálculos para el fluido caliente:

$$T_m = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \quad (60)$$

Con ésta temperatura vamos a tablas y calculamos la densidad (ρ), la viscosidad (γ), Prandalt (Pr) y coeficiente de conducción (k), todo los datos con referencia al fluido caliente que usemos.

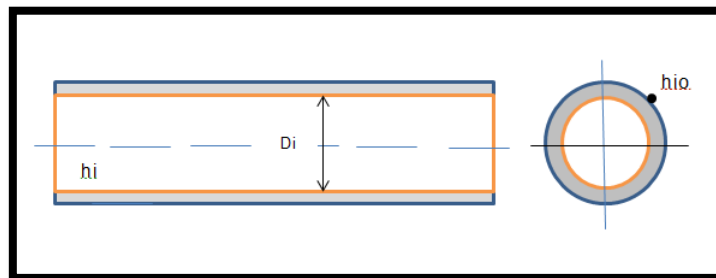


Figura 32 Análisis del tubo interno para fluido caliente (Román L, 2014)

Una vez determinado los valores ya mencionados, calculamos el número de Reynolds, con la siguiente expresión:

$$Re_{max} = (V_{max}(Di))/\gamma \quad (61)$$

Transferencia de calor en flujo dentro de tubos

En flujo laminar el mecanismo de transferencia de calor es la conducción, que produce coeficientes grandes de transferencia de calor en líquidos o fluidos que tienen las conductividades térmicas.

La particularidad que nosotros vemos en estas curvas es que a medida que el flujo se convierte en plenamente desarrollado, es la de valores asintóticos del número de Nusselt (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 138).

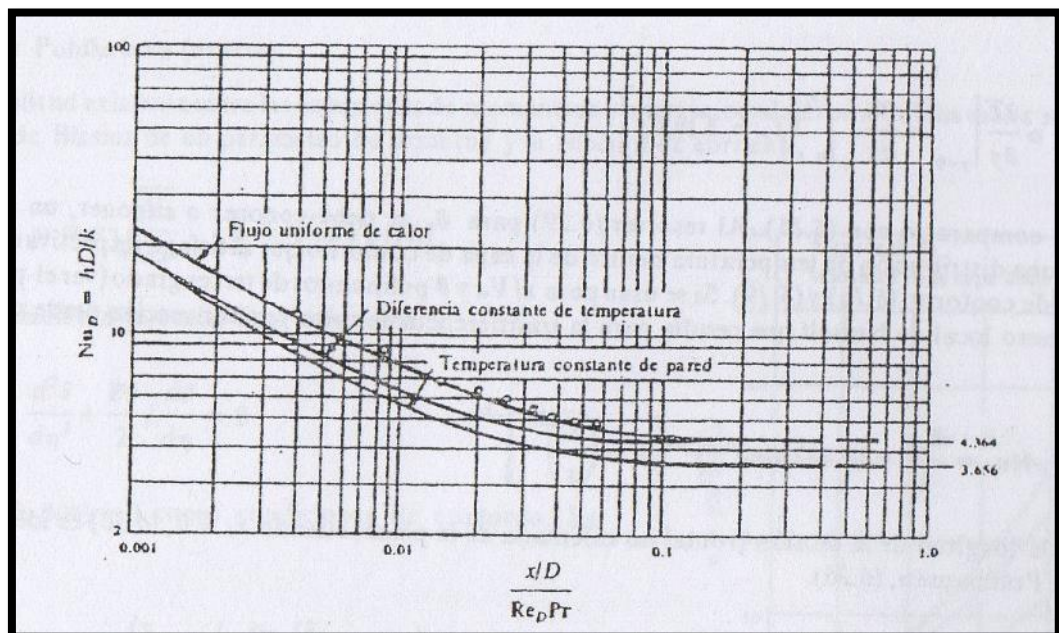


Figura 33 Variación del coeficiente local de transferencia de calor (número de Nusselt) en función de la distancia axial a lo largo del tubo durante el desarrollo de un flujo laminar de $Pr=0.7$ (PITTS & SISSOM, 1980, pág. 138).

En este proyecto, nosotros tenemos una temperatura constante de pared, por lo cual usamos la siguiente expresión:

$$Nu_{D\infty} \equiv \frac{h_{\infty} D_i}{K} = 3.656 \quad (62)$$

Dónde:

h_{∞} : h_i , coeficiente interno de transferencia de calor por convección (véase Figura 32). $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

D_i : Diámetro interno del tubo para el fluido caliente (véase Figura 32). [m]

K : Conductividad del material del tubo para el fluido caliente. $[\frac{W}{m \cdot K}]$

De la ecuación [62], calculamos el coeficiente interno de transferencia de calor por convección (h_i). Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección real (h_{io}), corregimos tomando en cuenta que el espesor de tubo es despreciable, con la siguiente expresión:

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{D_e} \right) \quad (63)$$

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor, usamos la siguiente expresión:

$$U = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \quad (64)$$

Con el análisis energético del intercambiador de calor, utilizamos para determinar el número de tubos internos, con la siguiente expresión:

$$q_{\text{útil}} = UANF\Delta T_{ml} \quad (65)$$

$$A = \pi D_e L \quad (66)$$

Dónde:

q_{útil} : Calor útil que determinamos en el análisis de la cámara de reacción para fluidos. [W]

A : Área de un tubo interno.

L : Longitud del tubo interno.

U : Coeficiente global de transferencia de calor (Ecuación. 64).

F : Factor de corrección (Figura 29).

ΔT_{ml} : Diferencia promedio efectiva de temperatura (Ecuación. 53).

CAPITULO III

DISEÑO

3.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE

3.1.1 CALCULO DE REACCIONES SOBRE EL ESPEJO

Considerando el peso existente de la estructura y el lente se pudo determinar que el peso es $P=20\text{kg}=196\text{N}$, el mismo que se descompone en cuatro fuerzas verticales contrarias que soportaran al lente de Fresnel.

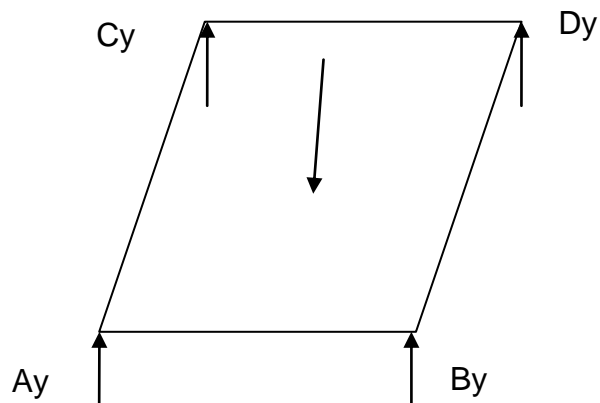


Figura 34 Diagrama de fuerzas sobre el Lente

Realizando la sumatoria de fuerzas sobre el Eje Y, tenemos:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y + C_y + D_y = 196 \text{ N}$$

Se distribuye el peso del lente en 4 fuerzas iguales para mantener el equilibrio del equipo:

$$: A_y = B_y = C_y = D_y$$

Por lo tanto:

$$4A_y = 196 \text{ N}$$

$$A_y = 49 \text{ N}$$

3.1.2 CALCULO DE LOS ELEMENTOS QUE SOPORTAN EL LENTE

Debido al espesor del lente y a la estructura previamente establecida, se decidió utilizar un perfil cuadrado de 40x40x2, para la estructura soporte de acero, de acuerdo a las siguientes características:

Tabla 9

Características Perfil de Acero 40x40x2

DESIGNACION	PESO	ESPEJOR	AREA	INERCIA
TUBO	Kg/m	Mm	cm ²	cm ⁴
CUADRADO				
40x40x2	2,31	2,00	2,94	6,94

Fuente: Catalogo Duracero/2014

a) Peso Propio de la Estructura

Para este cálculo se toma en cuenta el peso del lente P_L , y la estructura previa que soporta del lente P_{est} .

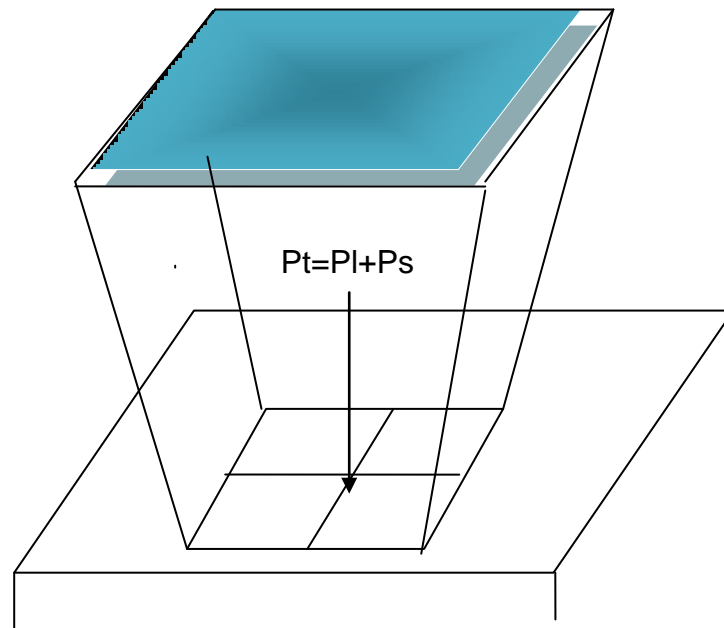


Figura 35 Estructura y Lente de Fresnel

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

$P_l = \text{Peso del Lente}$

$P_s = \text{Peso del Soporte}$

$P_p = \text{Peso Propio estructura}$

$P_c = \text{Peso cajas reductoras}$

$$P_t = P_l + P_s$$

$$P_t = 20 \text{ kgf}$$

$$Pp = Pt + Pest + Pc$$

$$Pest = 2.31 \frac{kg}{m} * (5.20 + 3.78 + 3.14) cm$$

$$Pest = 2.31 \frac{kg}{m} * (0.52 + 0.378 + 0.314)m$$

$$Pe = 2.8 kg$$

Debido que en la estructura van acopladas dos cajas reductoras que realizan el movimiento biaxial del sistema se debe considerar también el peso de las mismas:

$$Pc = 5 Kg * 2$$

$$Pc = 8 Kg * 2$$

$$Pc = 16 Kg$$

Entonces:

$$Pp = Pt + Pest + Pc$$

$$Pp = 20 + 2.8 + 16$$

$$Pp = 38.8 kg$$

b) Carga de Granizo

Debido a que el equipo va a estar en la intemperie tiene que soportar cargas externas de la naturaleza, una de ellas es la carga por granizo, la misma que le vamos a considerar como 15 cm como el valor crítico de la carga.

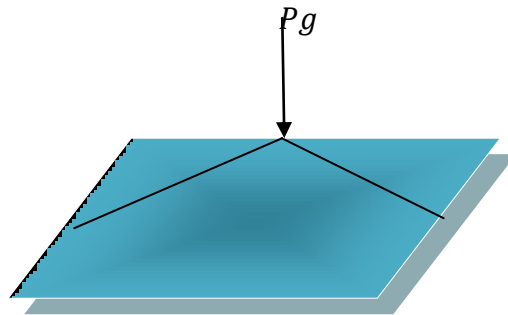


Figura 36 Carga de Granizo sobre el Equipo

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

El volumen del Granizo se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Vg = \frac{1}{3} * A * h$$

Dónde:

A= área horizontal de la estructura, **h**= altura de la carga de granizo

$$Vg = \frac{1}{3} * (1.3 * 1.3) * 0.15$$

$$Vg = 0.084 \text{ m}^3$$

La Densidad del hielo es:

$$\delta_{hielo} = 900 \text{ kg/m}^3$$

$$\delta_{hielo} = \frac{m_{hielo}}{v_{hielo}}$$

$$m_{hielo} = \delta_{hielo} * v_{hielo}$$

$$m_{hielo} = 900 \text{ kg/m}^3 * 0.084 \text{ m}^3$$

$$m_{hielo} = 75,6 \text{ Kg}$$

c) Peso Total

Entonces definimos el peso Total que lo obtenemos sumando el Peso propio de la Estructura más la carga de Granizo donde tenemos:

$$PT = P_p + P_{hielo}$$

Por lo tanto:

$$PT = 75.6 + 38.8$$

$$PT = 114.4 \text{ Kg}$$

$$PT = 1121.12 \text{ N}$$

d) Radio de Giro

El radio de Giro de la sección transversal del perfil cuadrado de la estructura está dado por:

$$r = \sqrt{I_{xx}/A}$$

Dónde

I_{xx} = Momento de Inercia con respecto al eje x

A = Área de la sección Transversal del perfil

Acorde a la tabla 3.1 expuesta anteriormente procedemos a reemplazar datos:

$$r = \sqrt{\frac{6.94}{2.94}}$$

$$r = 1.54 \text{ cm}$$

Se procede a realiza el análisis del perfil estructural por resistencia de donde tenemos:

3.1.3 ANALISIS POR RESISTENCIA DEL PERFIL ESTRUCTURAL

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{114.4 \text{ Kgf}}{(0.4)^2 \text{ cm}}$$

$$P = 715 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{\text{Factor seguridad}}$$

Para el Acero A36 tenemos:

$$\sigma_{fluencia} = 2530 \text{ Kg/cm}^2$$

Factor de Seguridad= 2, factor de seguridad establecido a partir de los esfuerzos y cargas a los que va a estar expuesto el equipo

$$\sigma_{admissible} = \frac{2530 \text{ Kg/cm}^2}{2}$$

$$\sigma_{admisible} = 1265 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{admisible} > P$$

Por lo que vamos a utilizar un perfil cuadrado de Acero de 40x40x2, para la fabricación de nuestra estructura base.

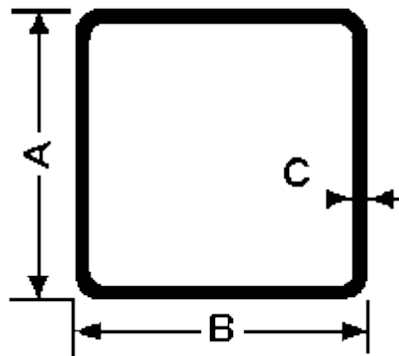


Figura 37 Tubo Cuadrado

Fuente: www.alinox.es

3.1.4 ANÁLISIS POR ESBELTEZ

La relación de la esbeltez está dada de la siguiente forma:

$$Re = \frac{KL}{r}$$

Dónde:

K: factor de fijación de los extremos de la columna

L: Longitud total de la columna

r: radio de giro

El factor K lo obtenemos de la siguiente tabla analizando las características de nuestras columnas:

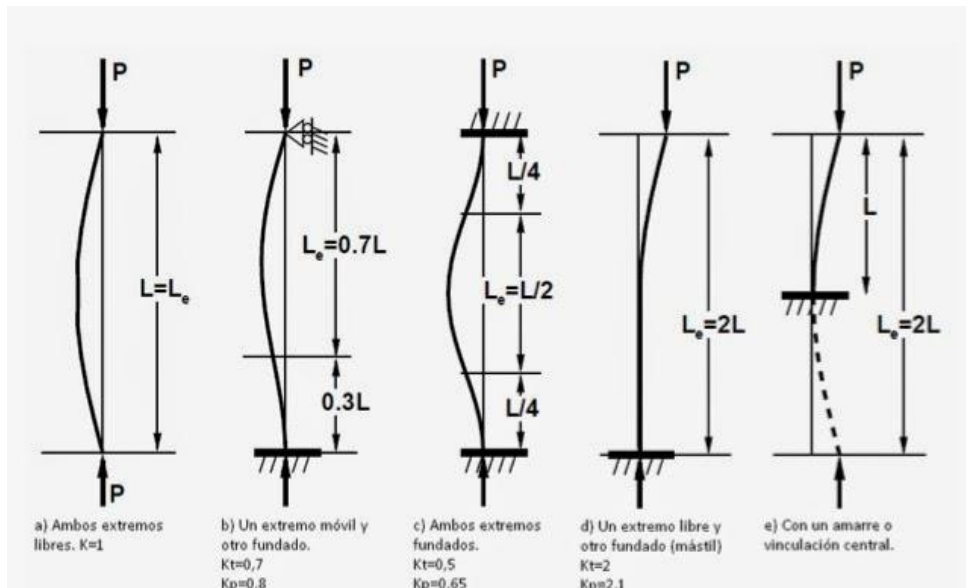


Figura 38 Factor K, para esbeltez de una columna

Fuente: Diseño de Elementos de Maquinas, Robertt Mott

Escogemos la opción de ambos lados empotrados debido a que nuestras columnas van a estar fijas a ambas lados por tanto la constante $K=0,65$

$$Re = \frac{0.65 \times 90}{1.54}$$

$$Re = \frac{0.65 \times 90}{1.54}$$

$$Re = 37.98$$

Si tenemos un acero estructural A-36, podemos definir que el esfuerzo a la fluencia es:

$$\sigma_f = 36000 \text{ psi}$$

Y procedemos a establecer un factor de seguridad $n=2$ acorde a los esfuerzos y cargas externas a la que va a estar expuesta la columna.

El esfuerzo admisible lo obtenemos de la siguiente manera:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{n}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{36000 \text{ psi}}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 18000 \text{ psi}$$

Según la relación de esbeltez obtenida procedamos a diseñar la columna, como columna de corte:

El Esfuerzo de Compresión se define como:

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

Utilizando la Fuerza (Peso total), y el área del perfil a utilizar podemos determinar el Esfuerzo de compresión

$$\sigma_c = \frac{114.4 \text{ kg}}{(0.4)^2}$$

$$\sigma_c = 715 \text{ kg/cm}^2(\text{psi})$$

Cada columna va a estar expuesta a un esfuerzo de compresión de 715 psi

La estructura va a estar compuesta de 4 columnas simples, por lo que el peso total 114.4 kgf, va a estar distribuido en cada pata en partes iguales 28.6 kgf, para mantener el equilibrio del equipo.

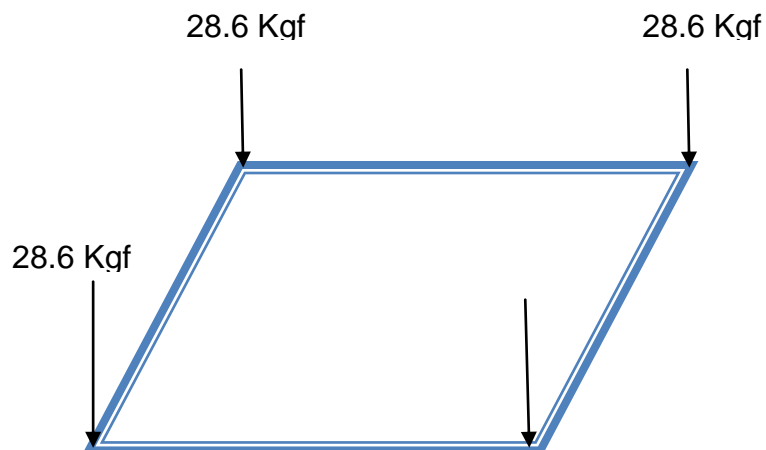


Figura 39 Gráfico de Distribución del Peso en las Columnas

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

De acuerdo a esto también podemos determinar que el Esfuerzo de compresión debe estar distribuido en las 4 columnas de forma igualitaria

$$\sigma c1 = 715/4$$

$$\sigma c1 = 178.75 \text{ psi}$$

3.2 DISEÑO DEL MECANISMO DE MOVIMIENTO

Considerando que debemos construir un mecanismo que nos permita tener movimientos bidireccionales se decidió, diseñar un conjunto sinfín-corona, se eligió este sistema por la auto retención que posee el mismo,

esto quiere decir que nos permite colocar nuestro equipo en una posición exacta, sin que este se adelante o retroceda.

Esto se logra gracias a la fricción que existe entre las roscas del sin fin y los dientes de la corona, que dependen del Angulo de avance que se va a detallar más adelante.

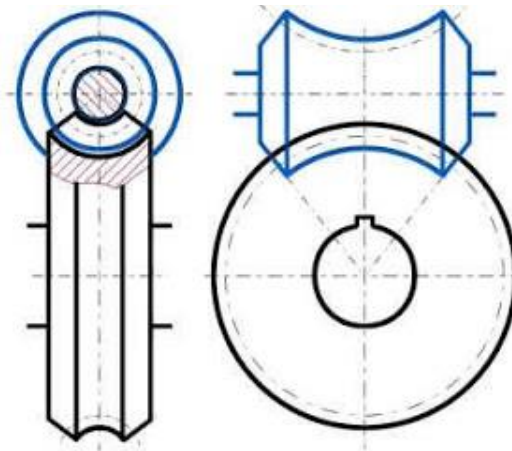


Figura 40 Conjunto sin fin-corona

Fuente: mecanizado-conveccional.blogspot.com

Para el cálculo de la Geometría del Tornillo Sinfín y la Corona se establecen parámetros que nos permitan obtener los datos respectivos

Se consideró tomar 2 hilos, de la envolvente del tornillo

$$K = 2$$

De esta manera obtenemos, los dientes de la corona con la siguiente expresión:

$$Z = ix K$$

Donde consideramos una relación de transmisión $i = 20$,

$$Z = 20 \times 2$$

$$Z = 40$$

El Angulo normal de presión entre la corona y el Sinfín, para evitar interferencia, debe estar entre 0 y 30 grados por lo que para este caso definimos:

$$\theta_n = 20^\circ$$

Asumimos el paso axial del tornillo sin fin

$$p_x = 7.938 \text{ mm}$$

Y obtenemos el modulo del tornillo que es igual a:

$$mod = \frac{p_x}{\pi}$$

$$mod = \frac{7.938}{\pi}$$

$$mod = 2,52 \text{ mm}$$

Se decidió tomar un módulo de 2.5 mm para la construcción del sin fin.

Calculamos el Diámetro de paso de la Rueda y el Tornillo sin fin, aplicando las siguientes expresiones

$$d_{prueda} = \frac{p_x Z}{\pi}$$

Dónde:

$$pc=px$$

$$d_{prueda} = \frac{7.938x 40}{\pi}$$

$$d_{prueda} = 101.07(mm)$$

Asumimos el diámetro de paso del Tornillo, según la pág. 797, DEM Shigley, y obtenemos:

$$d_{ptornillo} = 31.75(mm)$$

El diámetro de paso debe estar en el rango siguiente:

$$27.28 mm < d_{ptornillo} < 51.15 mm$$

El diámetro de paso del tornillo se encuentra en el rango recomendado, por lo que el valor escogido es válido

Un elemento fundamental a calcular es el ángulo de avance, el mismo debe ser menor a 10 grados para obtener auto trabado (Tabla 15.9 Shigley), y mantener fijo el equipo en el instante que necesitemos enfocar el haz de luz, obtenemos el ángulo de la siguiente manera:

$$\lambda = \text{atan} \left(K * \frac{px}{\pi * d_{ptornillo}} \right)$$

$$\lambda = \text{atan} \left(2 * \frac{7.938}{\pi * 31.75} \right)$$

$$\lambda = 9.043^\circ$$

3.2.1 GEOMETRÍA DEL TORNILLO SIN FIN

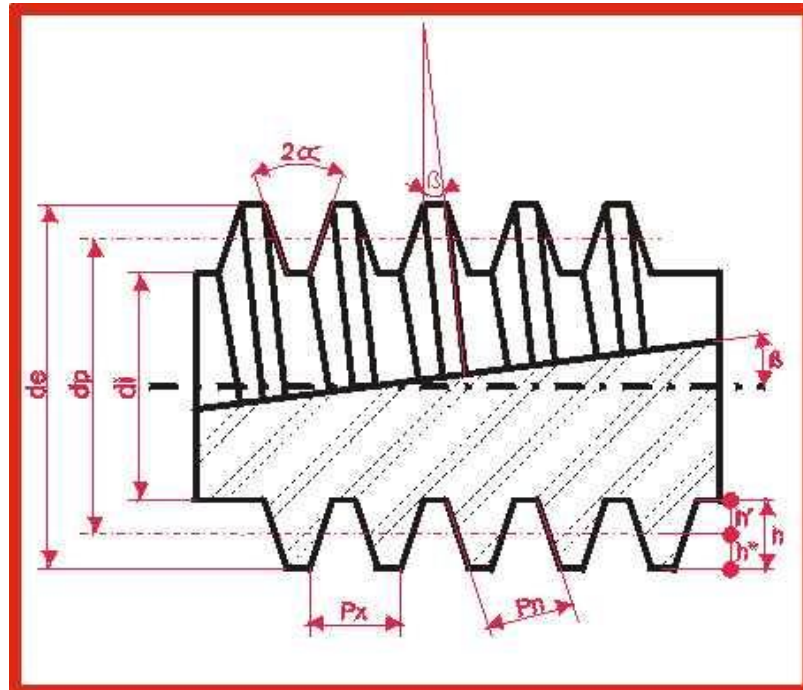


Figura 41 Geometría del Tornillo Sin fin

Fuente: <http://www.baiz.net/es/formulasinfin.html>

Paso Circular transversal del Tornillo

$$p_{\text{tornillo}} = p_x * \tan(\lambda)$$

$$p_{\text{tornillo}} = 7.938 * \tan(9.043)$$

$$p_{\text{tornillo}} = 1.263 \text{ mm}$$

El Paso normal del tornillo está dado por:

$$p_{\text{ntornillo}} = p_x * \cos(\lambda)$$

$$p_{\text{ntornillo}} = 7.938 * \cos(9.043)$$

$$p_{\text{ntornillo}} = 7,83 \text{ mm}$$

El modulo axial del tornillo, lo definimos mediante la siguiente expresión:

$$modtor = \frac{px}{\pi}$$

$$modtor = \frac{7.938}{\pi}$$

$$modtor = 2,52$$

Los módulos recomendados Normales son: 1.25-2.5-5-10-20, para cilindros de tornillo sin fin (Larburu, pág. 339), por lo que se elige un valor de 2.5.

Avance del Tornillo, se puede definir también como el paso de la hélice de la envoltura del tornillo, se obtiene así:

$$L = px * K$$

$$L = 7.938 * 2$$

$$L = 15.875 \text{ mm}$$

Longitud roscada del tornillo

$$lr = 6 * px$$

$$lr = 6 * 7.938$$

$$lr = 47.628 \text{ mm}$$

Addendum y Dedendum,

$$adtornillo = 0.3183 * px$$

$$adtornillo = 0.3183 * 7.938$$

$$adtornillo = 2.54 \text{ mm}$$

$$ddtornillo = 0.3683 * px$$

$$ddtornillo = 0.3683 * 7.938$$

$$ddtornill = 2.92 \text{ mm}$$

Altura del diente

$$ht = adtornill + ddtornill$$

$$ht = 2.54 + 2.92$$

$$ht = 5.46 \text{ mm}$$

Diámetro externo del Tornillo

$$dextor = dptornill + 2 * adtornill$$

$$dextor = 31.75 + 2 * 2.54$$

$$dextor = 37 \text{ mm}$$

Diámetro interno del Tornillo

$$dint = dptornill - 2 * ddtornill$$

$$dint = 31.75 - 2 * 2.92$$

$$dint = 25.91 \text{ mm}$$

3.2.2 GEOMETRÍA DE LA CORONA

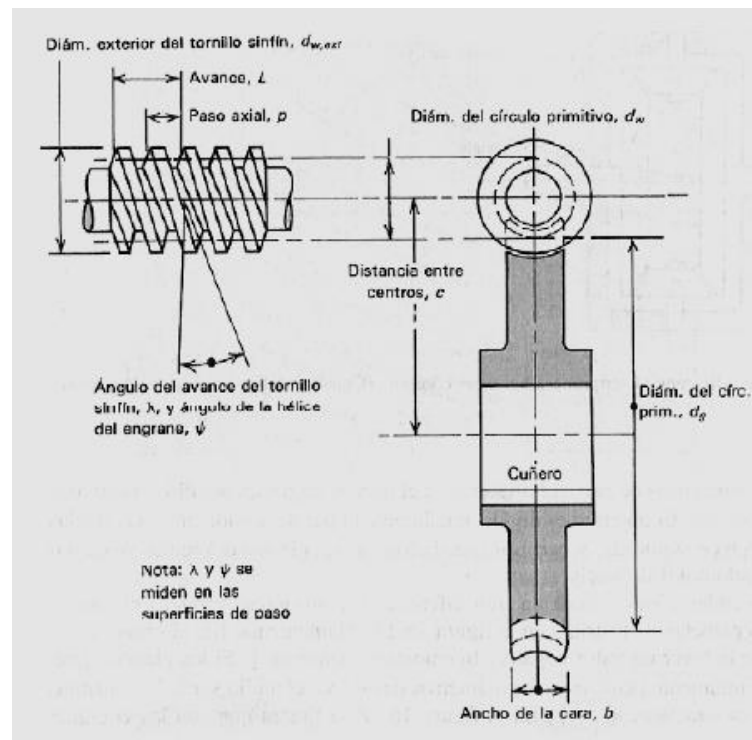


Figura 42 Geometría de la Corona

Fuente: <http://www.baiz.net/es/formulasinfin.html>

ANGULO DE HELICE DE LA RUEDA

En el caso general para engranes de tornillo sin fin cuando los ejes se cortan a 90° , el ángulo de hélice de la rueda es igual al ángulo de la pendiente del tornillo. Esta es una condición que debe cumplirse para que el sistema funcione por lo que tenemos:

$$\psi = \lambda = 9.043^\circ$$

Modulo axial de La Corona, el módulo de la corona es igual al módulo del tornillo donde tenemos:

$$\text{modxrueda} = \text{modtor} = 2.52$$

$$\text{modxrueda} = 2.5$$

De igual manera definimos el Modulo normal y circunferencial de la corona

$$\text{modnrueda} = \text{modntor} = 2.49$$

$$\text{modnrueda} = \text{modxrueda} = 2.5$$

El Paso Normal y el Paso diametral Transversal de la rueda, están definidos por

Paso Normal:

$$pnrueda = pntornillo = 7.839$$

Paso Diametral transversal:

$$ptrueda = \frac{\pi}{px}$$

$$ptrueda = \frac{\pi}{7.938} * 25.4$$

$$ptrueda = 10.053 \text{ diente/pulg}$$

Paso Circunferencial de la Rueda

$$pc = px = 7.938 \text{ mm}$$

Paso de la hélice de la Rueda

$$phrueda = \pi * dparueda * \left(\tan \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) \right)$$

$$phueda = \pi * 101.07 \text{ mm} * (\tan\left(\frac{\pi}{2} - 0.158\right))$$

$$phueda = 2980.15$$

Addendum y Dedendum de la Corona

$$arueda = 0.3183 * px = 2.527$$

$$brueda = 0.3683 * px = 2.923$$

La altura del Diente de la Rueda dentada está dada por:

$$hrueda = arueda + brueda$$

$$hrueda = 2.527 + 2.923$$

$$hrueda = 6.02 \text{ mm}$$

El diámetro externo de la Corona lo definimos por:

$$dextrueda = modtor(Z + 2)$$

$$dextrueda = 2.5(40 + 2)$$

$$dextrueda = 105 \text{ mm}$$

Diámetro máximo de la Corona

$$demrueda = dextrueda + 1.5 \text{ modtor}$$

$$demrueda = 105 + 1.5 (2.5)$$

$$demrueda = 108.75 \text{ mm}$$

Ancho de la corona

$$B = 0.67 * d_{ptorn}$$

$$B = 15 \text{ mm}$$

3.2.3 DISEÑO DE LOS EJES

3.2.3.1 DISEÑO DEL EJE DEL TORNILLO SINFIN

El diseño del eje del sinfín es muy importante ya que va a estar expuesto a cargas de fricción por el constante contacto de la Corona y las cargas que ejerce la propia rueda dentada sobre la sección roscada, que es la fundamental para produce el movimiento

Definimos la eficiencia del tornillo, para posteriormente calcula la potencia de entrada del sistema así tenemos:

$$n_{torn} = \left(\frac{\cos(\theta_n) - u * \tan(\lambda)}{\cos(\theta_n) + \frac{u}{\tan(\lambda)}} \right) * 100$$

Dónde:

$$u = \text{Coeficiente de fricción segun la AGMA, } (0.027 \frac{pie}{min})$$

$$\theta_n = \text{Angulo de presión entre el tornillo y el sinfin}$$

$$\lambda = \text{Angulo de avance}$$

$$n_{torn} = \left(\frac{\cos(20) - 0.027 * \tan(9.043)}{\cos(20) + \frac{0.027}{\tan(9.043)}} \right) * 100$$

$$n_{torn} = 84.5 \%$$

Definimos la Potencia de salida del conjunto el mismo que lo asumiremos acorde a que el trabajo a realizar va a ser un trabajo liviano y no va a estar expuesto a cargas excesivamente grandes por lo que tenemos:

$$P_{sal} = 0.5 \text{ KW}$$

$$P_{sal} = 0.67 \text{ hp}$$

Procedemos a calcular la Potencia de entrada:

$$P_{ent} = \frac{P_{sal}}{\frac{n_{torn}}{100}}$$

$$P_{ent} = \frac{0.5}{\frac{84.5}{100}}$$

$$P_{ent} = 0.592 \text{ KW}$$

Una vez obtenida la Potencia de entrada del sistema procedemos a obtener las fuerzas que ejercen sobre el eje, la parte roscada del tornillo y la Corona.

Definimos la velocidad de entrada del sistema que en nuestro caso va a ser pequeña ya que al ser accionada manualmente, no necesita de una excesiva velocidad para su funcionamiento así este parámetro está definido por:

$$n_{ent} = 120 \text{ rpm}$$

Calculamos el Torque en el tornillo sinfín:

$$T_{torn} = \frac{P_{ent} * 9.55 \times 10^6}{n_{ent}}$$

$$T_{torn} = \frac{0.592 * 9.55 \times 10^6}{120}$$

$$T_{torn} = 47113.3 \text{ N} - \text{mm}$$

Procedemos a calcular las fuerzas que actúan sobre el tornillo así tenemos:

Fuerza Tangencial del Tornillo

$$W_{ttorn} = \frac{T_{torn} * 2}{d_{ptornillo}}$$

$$W_{ttorn} = \frac{47113.3 * 2}{31.75}$$

$$W_{ttorn} = 2967.76 \text{ N}$$

Fuerza Total ejercida en el Tornillo

$$W_{torn} = \frac{W_{ttorn}}{\cos(\theta_n) * \text{sen}(\lambda) + u * \cos(\lambda)}$$

$$W_{torn} = \frac{2967.76}{\cos(\theta_n) * \text{sen}(\lambda) + u * \cos(\lambda)}$$

$$W_{torn} = 11871.04 \text{ N}$$

Fuerza Radial del Tornillo

$$Wr = W_{torn} * \text{sen}(\theta_n)$$

$$Wr = 11871.04 * \text{sen}(20)$$

$$Wr = 4060.13 \text{ N}$$

Fuerza Axial del Tornillo

$$Wa = W_{torn} * (\cos(\theta_n) * \cos(\lambda) - u * \text{sen}(\lambda))$$

$$Wa = 11871.04 * (\cos(20) * \cos(9.043) - 0.027 * \text{sen}(9.043))$$

$$Wa = 10962.0 \text{ N}$$

A partir de estos datos calculados procedemos a realizar el análisis de las cargas que actúan sobre el eje y los parámetros que hay que establecer para que no falle así tenemos

Torque del Tornillo sinfín

$$T_{torn} = 47113.3 \text{ N} - \text{mm}$$

Cargas del Tornillo sin fin**Fuerza Tangencial del Tornillo**

$$W_{ttorn} = 2967.76 \text{ N}$$

Fuerza Radial del Tornillo

$$Wr = 4060.13 \text{ N}$$

Fuerza Axial del Tornillo

$$W_a = 10962.0 \text{ N}$$

Donde el momento lo definimos como:

$$M_1 = W_a * \frac{d_{\text{tornillo}}}{2}$$

$$M_1 = 10962.0 * \frac{31.75}{2}$$

$$M_1 = 174021.75$$

La ubicación de los rodamientos la hacemos en base a la funcionalidad, y a la facilidad de movimiento que nos van a brindar así tenemos:

$$A_1 = 22.1 \text{ mm}$$

$$B_1 = 116.9 \text{ mm}$$

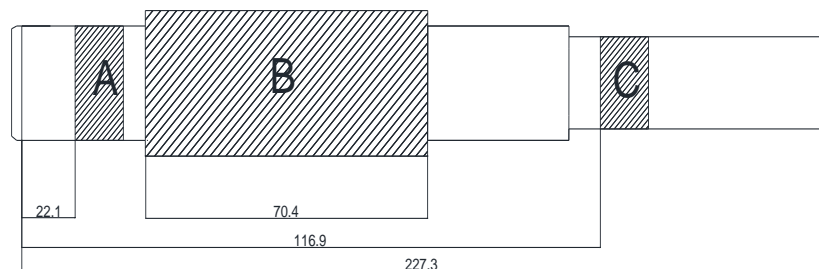


Figura 43 Eje del Tornillo sin fin
Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

A: Asiento para rodamiento

B: Tornillo Sinfín

C: Asiento para el rodamiento

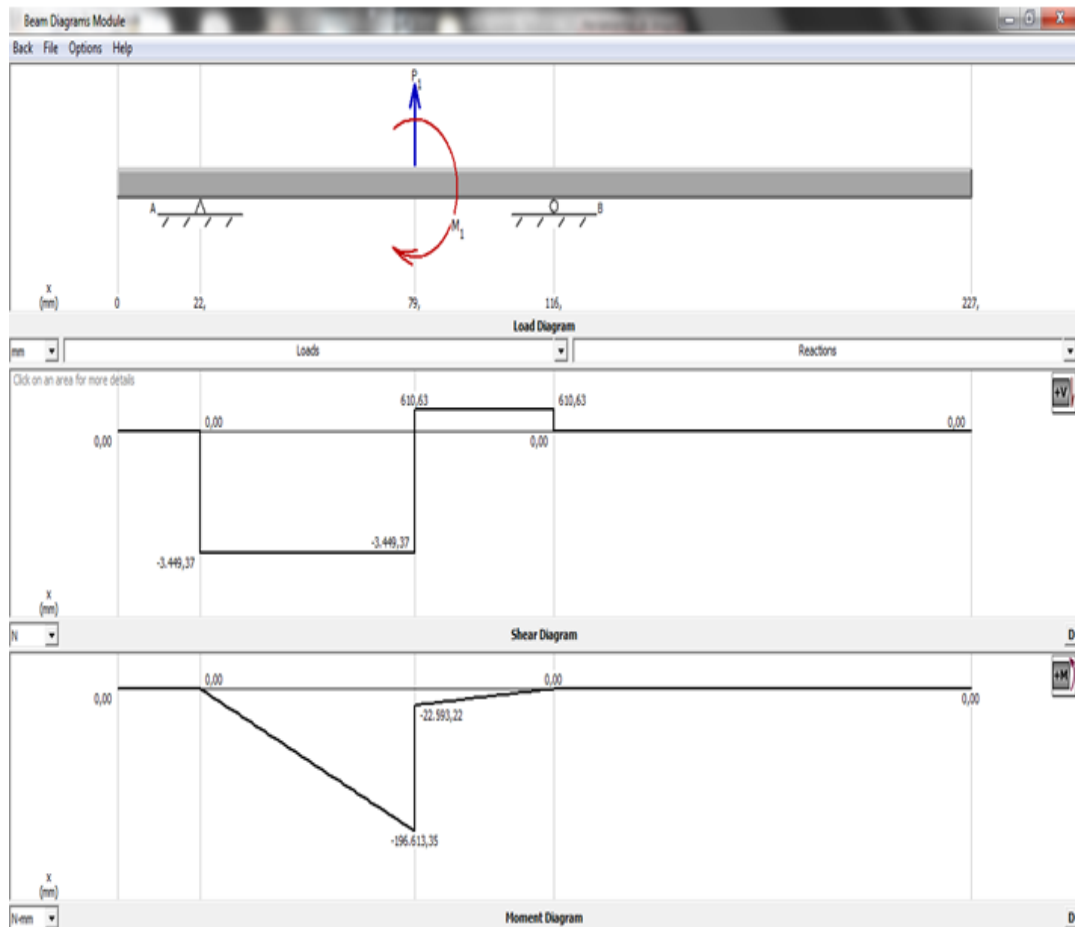


Figura 44 Diagrama de Cuerpo Libre, fuerza cortante, y momento flector (Plano XY):

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Resultados

$$F_{yA1} = -3449.37 \text{ N}$$

$$F_{yB1} = 610.83 \text{ N}$$

$$M_{xy1\max} = 196613,35 \text{ N-mm}$$

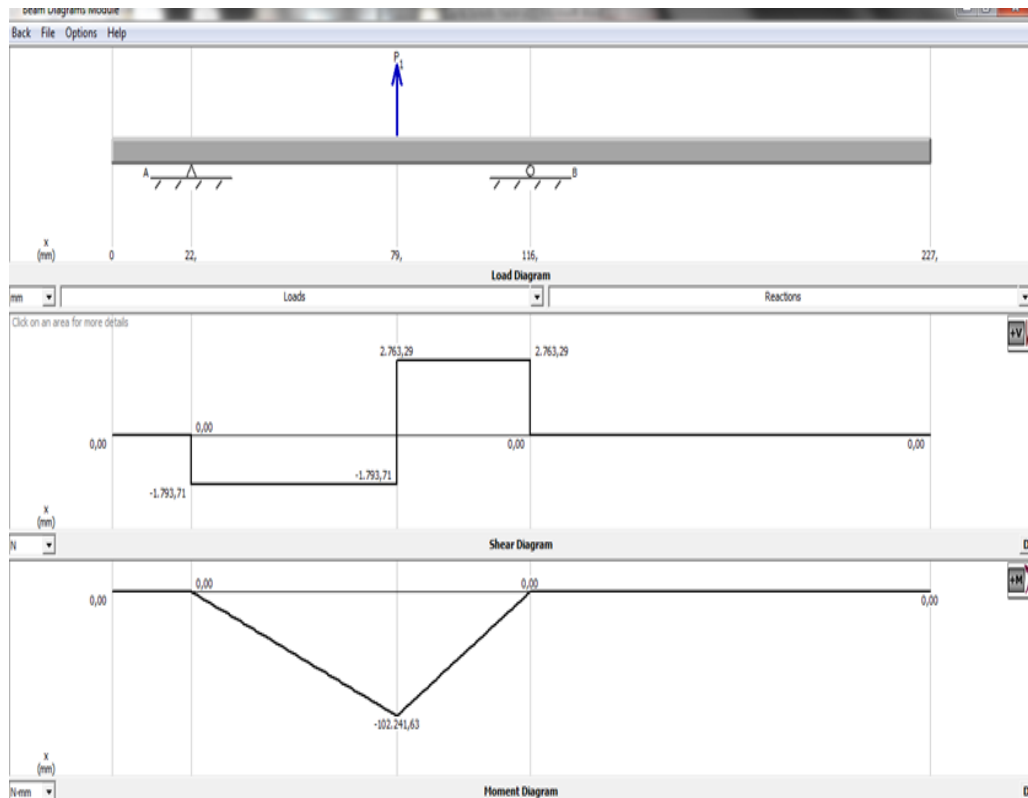


Figura 45 Diagrama de Cuerpo Libre, fuerza cortante, y momento flector (Plano XZ):

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Resultados

$$F_{zA1} = -1793.71 \text{ N}$$

$$F_{yB1} = 2763.29 \text{ N}$$

$$M_{xz1\max} = 102241.63 \text{ N-mm}$$

Uno de los elementos indispensables para diseñar es el diámetro del eje por lo que procedemos al cálculo del diámetro utilizando parámetros

previamente establecidos y escogiendo el material adecuado para la elaboración de la flecha así tenemos:

Utilizaremos para la flecha un Acero 1018 (Bohler, E920, Bonificado

$S_y = 235 \text{ Mpa}$

$S_{ut} = 500 \text{ Mpa}$

$F_{se} = 2$

Procedemos a calcular el Momento resultante:

$$M_{res1} = \sqrt{M_{xy1max}^2 + M_{xz1max}^2}$$

$$M_{res1} = \sqrt{196613,35^2 + 102241,63^2}$$

$$M_{res1} = 221605,12 \text{ N} - \text{mm}$$

Fuerza resultante en Rodamiento 1

$$F_{resA1} = \sqrt{F_{yA1}^2 + F_{zA1}^2}$$

$$F_{resA1} = \sqrt{3449,37^2 + 1793,71^2}$$

$$F_{resA1} = 3887,87 \text{ N}$$

Fuerza resultante en Rodamiento 2

$$F_{resB1} = \sqrt{F_{yB1}^2 + F_{zB1}^2}$$

$$F_{resB1} = \sqrt{610,83^2 + 2763,29^2}$$

$$F_{resB1} = 3812,54 \text{ N}$$

Procedemos a calcular el Diámetro estático de la flecha de la manera siguiente (Ecuación 9.6b Pág., 573 Norton).

:

$$Dest1 := \left[\frac{32 \cdot FSe}{\pi \cdot Sy} \cdot \left(Mres1^2 + \frac{3}{4} \cdot T_{\text{tom}}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Dest1 = 38.5 \text{ mm}$$

Procedemos a calcular el diámetro, de igual manera que lo hicimos de la forma estática, pero esta vez utilizando parámetros que nos permitan identificar cuando el eje este en estado dinámico así tenemos:

$$Se = 0.5Sut$$

Dónde:

Se= Limite de resistencia a la fatiga de un elemento Mecánico, así tenemos:

$$Se = 0.5(500)$$

$$Se = 250 \text{ Mpa}$$

Procedemos a calcular una serie de factores que afectan al límite de resistencia a la fatiga al ponerse en movimiento así tenemos:

Factor de superficie

$$ka = a \cdot Sut^b$$

Donde a y b están dados en tablas (Shigley Pag. 280. Tabla 6.2), para elementos maquinados en frio así tenemos:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Así tenemos:

$$ka = 4.5 * Dest1^{-0.265}$$

$$ka = 0.869$$

Factor de Tamaño

$$kb = 1.24 * 38.5^{-0.107}$$

$$kb = 0.905$$

Factor de carga y Torsión

$$kc = 1$$

Factor de Temperatura

Para elementos que no superan los 450° c, asumimos este factor como 1, (Norton Ecuación 6.7f; Pag. 381)

$$kd = 1$$

De esta manera volvemos a recalcular nuestro límite de resistencia a la fatiga así:

$$Se1 = Se * ka * kb * kc * kd$$

$$Se1 = 196.57 \text{ Mpa}$$

Asumimos un radio de cambio de sección:

$$r = 1 \text{ mm}$$

Calculamos el Factor de concentración de Esfuerzo Geométrico a Flexión

$$K_f = 1 + q(kt + 1)$$

Donde, q es la sensibilidad de las muescas y la obtenemos utilizando la siguiente expresión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{af}}{\sqrt{\frac{r}{25,4}}}}$$

Dónde:

af, es la constante de Neuber para Aceros y su valor es de 0.1, de esta manera obtenemos un valor de q igual a.

$$q = 0.665$$

Asumimos un Factor de Seguridad = 2, y un Factor de Concentración de esfuerzo medio, $k_{fsm} = 1$, donde después de calcular todos estos parámetros podemos calcular nuestro diámetro dinámico (Norton Ecuación 9.6; Pág. 573)

$$D_{fle1} := \left[\frac{32 \cdot FSD}{\pi} \cdot \left[\left(k_f \cdot \frac{M_{res1}}{S_{e1}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(k_{fsm} \cdot \frac{T_{tom}}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

:

$$Dfle1 = 42.9 \text{ mm}$$

3.2.3.2 DISEÑO DEL EJE DE LA CORONA

El diseño de un eje es fundamental, para poder ensamblar los elementos que van acoplados en el mismo, llámese a estos engranes, cojinetes, poleas, por lo que es fundamental establecer un adecuado dimensionamiento del eje para evitar conflictos en el funcionamiento de nuestro sistema.

De acuerdo a los requerimientos del sistema procedemos a establecer el dimensionamiento del eje con cada uno de los elementos que van a ejercer cargas sobre el donde tenemos:

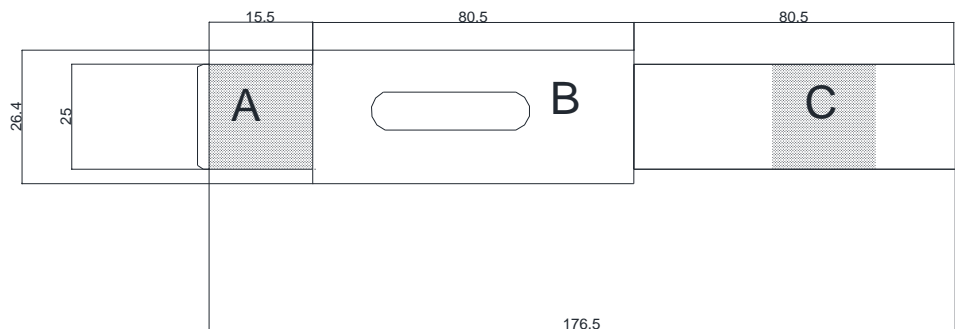


Figura 46 Eje de la Corona

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

A: Asiento para rodamiento, B: Acoplamiento para la Corona

C: Asiento para el rodamiento

Torque de la rueda dentada

$$Trueda = \frac{10^6 * Psal * 9.55}{nsal}$$

$$Trueda = \frac{10^6 * 0.5 * 9.55}{7.5}$$

$$Trueda = 101866.6N - mm$$

Fuerza tangencial en la Corona

$$Wtcor = -Wa = -10962.0 N$$

Fuerza Radial en la Corona

$$Wrcor = -Wr = -4060.13 N$$

Fuerza Axial de la Corona

$$Wacor = -Wttorn = -2967.76 N$$

Momento que actúa sobre la Corona

$$Mx2 = Wacor * \frac{dparueda}{2}$$

$$Mx2 = -2967.76 * \frac{101.07}{2}$$

$$Mx2 = -149975.75 N - mm$$

Ubicación de los rodamientos

$$A2 = 0, B2 = 104.9$$

Luego de establecer los componentes que van ensamblados en el eje se procede a determinar las cargas y fuerzas que actúan sobre la flecha.

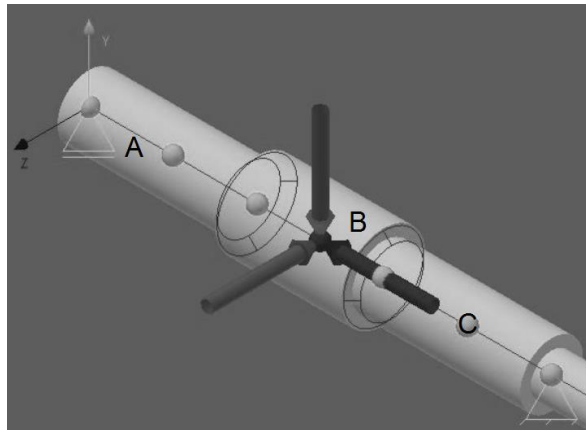


Figura 47 Fuerzas sobre el eje
Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

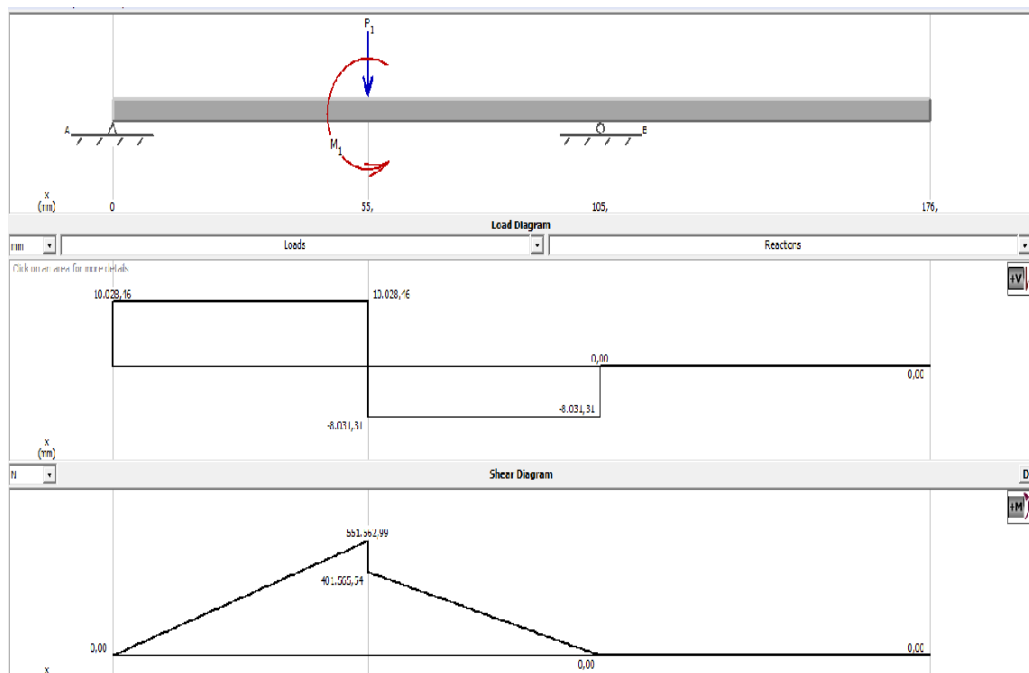


Figura 48 Diagrama de Cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

RESULTADOS:

FUERZAS SOBRE LOS RODAMIENTOS

$$F_{yA2} = 10028.16 \text{ N}$$

$$F_{yB2} = 8031.31 \text{ N}$$

MOMENTO RESULTANTE

$$M_{yz2} = 555562.99 \text{ N} - \text{mm}$$

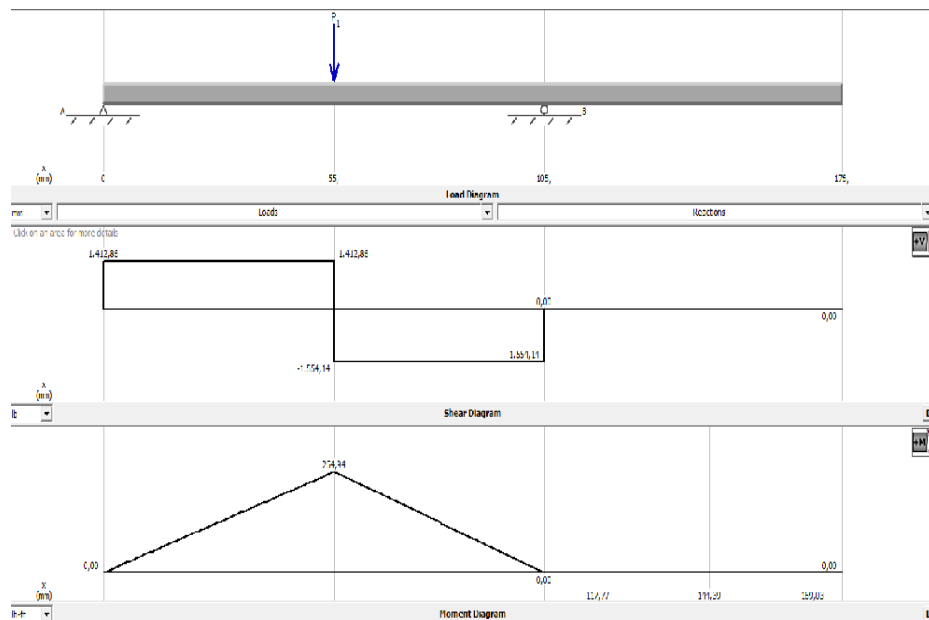


Figura 49 Diagrama de Cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores (Plano, XZ)

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

RESULTADOS:

FUERZAS SOBRE LOS RODAMIENTOS

$$F_{xA2} = 1412.86 \text{ N}$$

$$F_{xB2} = 1554.14 \text{ N}$$

MOMENTO RESULTANTE

$$M_{y2} = 254.94 \text{ N} - \text{mm}$$

CALCULO ESTATICO DEL DIAMETRO DE LA FLECHA 2

Utilizaremos para la flecha un Acero 1018(Bohler, E920, Bonificado)

$$S_y = 235 \text{ Mpa}$$

$$S_{ut} = 500 \text{ Mpa}$$

$$F_{se} = 2$$

Procedemos a calcular el Momento resultante:

$$M_{res2} = \sqrt{M_{xz2max}^2 + M_{yz2max}^2}$$

$$M_{res2} = \sqrt{555562.99^2 + 254.94^2}$$

$$M_{res2} = 555563.0 \text{ N} - \text{mm}$$

Fuerza resultante en Rodamiento 1

$$F_{resA2} = \sqrt{F_{yA2}^2 + F_{xA2}^2}$$

$$F_{resA2} = \sqrt{10028.16^2 + 1412.86^2}$$

$$F_{resA2} = 10127.19 \text{ N}$$

Fuerza resultante en Rodamiento 2

$$F_{resB2} = \sqrt{F_{yB1}^2 + F_{zB1}^2}$$

$$F_{resB2} = \sqrt{8031.31^2 + 1554.14^2}$$

$$F_{resB2} = 8180.29 \text{ N}$$

Procedemos a calcular el Diámetro estático de la flecha de la manera siguiente (Norton Ecuación 9.6b; Pág. 573)

:

$$D_{est2} := \left[\frac{32 \cdot F_{Se}}{\pi \cdot S_y} \cdot \left(M_{res2}^2 + T_{rueda}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{est2} = 25.3 \text{ mm}$$

Procedemos a calcular el diámetro, de igual manera que lo hicimos de la forma estática, pero esta vez utilizando parámetros que nos permitan identificar cuando el eje este en estado dinámico así tenemos:

$$S_e = 0.5 S_{ut}$$

Dónde:

S_e = Limite de resistencia a la fatiga de un elemento Mecánico, así tenemos:

$$S_e = 0.5(500)$$

$$S_e = 250 \text{ Mpa}$$

Procedemos a calcular una serie de factores que afectan al límite de resistencia a la fatiga al ponerse en movimiento así tenemos:

Factor de superficie

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b están dados en tablas (Shigley Pág. 280. Tabla 6.2), para elementos maquinados en frío así tenemos:

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

Así tenemos:

$$k_a = 4.5 \cdot D_{est}^{-0.265}$$

$$k_a = 0.869$$

Factor de Tamaño

$$k_b = 1.24 \cdot 38.5^{-0.107}$$

$$k_b = 0.905$$

Factor de carga y Torsión

$$k_c = 1$$

Factor de Temperatura

Para elementos que no superan los 450° c, asumimos este factor como 1, (Norton Ecuación 6.7f; Pág. 381)

$$kd = 1$$

De esta manera volvemos a recalcular nuestro límite de resistencia a la fatiga así:

$$Se1 = Se * ka * kb * kc * kd$$

$$Se1 = 196.57 \text{ Mpa}$$

Asumimos un radio de cambio de sección:

$$r = 1 \text{ mm}$$

Calculamos el Factor de concentración de Esfuerzo Geométrico a Flexión

$$Kf = 1 + q(kt + 1)$$

Donde, q es la sensibilidad de las muescas y la obtenemos utilizando la siguiente expresión:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{af}}{\sqrt{25,4}}}$$

Dónde:

af, es la constante de Neuber para Aceros y su valor es de 0.1, de esta manera obtenemos un valor de q igual a.

$$q = 0.665$$

Asumimos un Factor de Seguridad = 2, y un Factor de Concentración de esfuerzo medio, $k_{fsm} = 1$, donde después de calcular todos estos parámetros podemos calcular nuestro diámetro dinámico (Norton Ecuación 9.6; Pág. 573)

:

$$D_{fle2} := \left[\frac{32 \cdot FSD}{\pi} \cdot \left[\left(k_f \cdot \frac{M_{res2}}{S_e2} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(k_{fsm} \cdot \frac{T_{rueda}}{S_y} \right)^2 \right] \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{fle2} = 28.4 \text{ mm}$$

3.2.3.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

PARA EL SINFÍN

Tomando en cuenta, los diagramas del Sinfín, de cortantes y momentos flexionantes tenemos:

$$F_{resA1} = 388,78 \text{ N}$$

$$F_{resB1} = 381.25 \text{ N}$$

$$K_a = 234.86 \text{ N}$$

Montaje en espalda con espalda

$$F_{resA1} \geq F_{resB1}$$

$$F_a = 1.14 F_{resA1}$$

$$Fa = 1.14(388.78)$$

$$Fa = 443.21 \text{ N}$$

$$FaA = Fa + Ka$$

$$FaA = 443.217 + 234.861$$

$$FaA = 678.078$$

RODAMIENTO A1

$$\frac{FaA}{FresA1} = \frac{678.07}{388.7.8} = 1.74 \geq 1.14$$

Entonces:

$$P = 0.57FresA1 + 0.93FaA$$

$$P = 0.57(388.78) + 0.93(678.07)$$

$$P = 852.22 \text{ N}$$

De aquí la carga dinámica es:

$$C = 8.06 * 852.22$$

$$C = 6868.9 \text{ N}$$

RODAMIENTO B1

$$\frac{Fa}{FresB1} = \frac{443.21}{381.25} = 1.16 \geq 1.14$$

Entonces:

$$P = 0.57F_{resB1} + 0.93Fa$$

$$P = 0.57(381.25) + 0.93(443.21)$$

$$P = 629.50 \text{ N}$$

De aquí la carga dinámica es:

$$C = 8.06 * 629.50$$

$$C = 5073.82 \text{ N}$$

RODAMIENTOS SELECCIONADOS

Se sugiere que los dos rodamientos sean del mismo tamaño por simetría para manufactura del sinfín y facilidad de Montaje, el rodamiento elegido es:

Rodamiento Rígido de Bola 6205

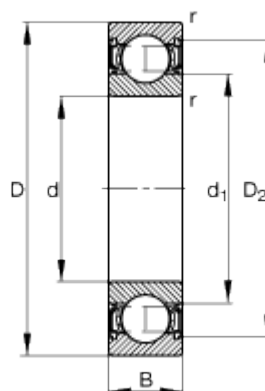


Figura 50 Rodamiento Rígido de Bola 6205(Sinfín)

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

$$B = 15 \text{ mm}$$

$$C_r = \text{Capacidad de Carga Dinámica} = 14900$$

$$C_o = \text{Capacidad de carga estática} = 7800 \text{ N}$$

Se eligió este Rodamiento ya que la carga dinámica del mismo es mayor a la calculada por lo que se apega a nuestras necesidades

$$14900 \geq 6868$$

PARA LA CORONA

Tomando en cuenta, los diagramas del Sinfín, de cortantes y momentos flexionantes tenemos:

$$F_{resA2} = 1012.71 \text{ N}$$

$$F_{resB2} = 818.029 \text{ N}$$

$$K_a = 234.86 \text{ N}$$

Montaje en espalda con espalda

$$F_{resA2} \geq F_{resB2}$$

$$F_a = 1.14 F_{resA2}$$

$$F_a = 1.14(1012.71)$$

$$F_a = 1154.49 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_a + K_a$$

$$FaA = 1154.49 + 234.86$$

$$FaA = 1389.35 \text{ N}$$

RODAMIENTO A2

$$\frac{FaA}{FresA1} = \frac{1389.35}{1012.71} = 1.37 \geq 1.14$$

Entonces:

$$P = 0.57FresA1 + 0.93FaA$$

$$P = 0.57(1012.71) + 0.93(1389.35)$$

$$P = 1859.24 \text{ N}$$

De aquí la carga dinámica es:

$$C = 8.06 * 1859.24$$

$$C = 14873.92 \text{ N}$$

RODAMIENTO B2

$$\frac{Fa}{FresB2} = \frac{1154.49}{818.029} = 1.41 \geq 1.14$$

Entonces:

$$P = 0.57FresB2 + 0.93Fa$$

$$P = 0.57(818.029) + 0.93(1154.49)$$

$$P = 1539.95 \text{ N}$$

De aquí la carga dinámica es:

$$C = 8.06 * 1539.95$$

$$C = 12411.99 \text{ N}$$

RODAMIENTOS SELECCIONADOS

Se sugiere que los dos rodamientos sean del mismo tamaño por simetría para manufactura del sinfín y facilidad de Montaje, el rodamiento elegido es:

Rodamiento Rígido de Bola 6205

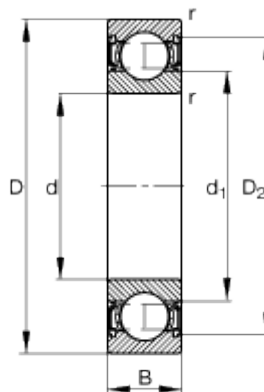


Figura 51 Rodamiento Rígido de Bola 6205(Corona)

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

$$d = 15 \text{ mm}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

$$B = 15 \text{ mm}$$

C_r = Capacidad de Carga Dinámica = 14900

C_o = Capacidad de carga estática = 7800 N

Se eligió este Rodamiento ya que la carga dinámica del mismo es mayor a la calculada por lo que se apeg a nuestras necesidades

$$14900 \geq 14873.92$$

3.3.4 DISEÑO DEL CUNERO PARA EL EJE DE LA CORONA

Para el Diámetro obtenido donde se asienta el eje de la corona, las dimensiones recomendadas para el cuñero son:

$$H = W = 1/4''$$

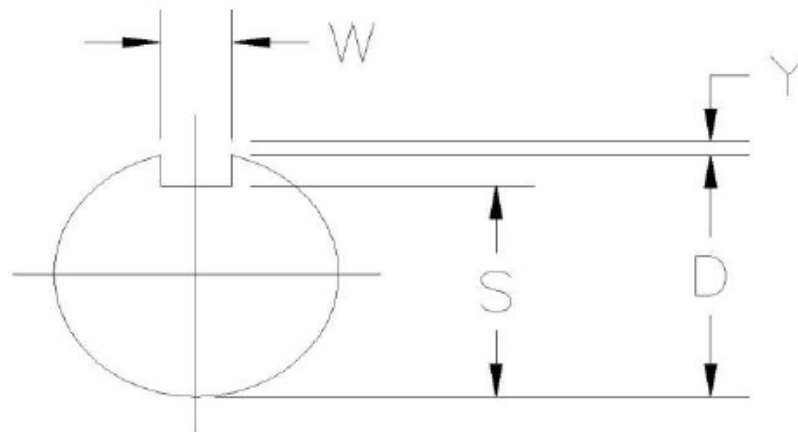


Figura 52 DIAGRAMA DE CUÑERO

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

$$S = D - Y - H/2$$

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$Y = \frac{1.05 - \sqrt{1.05^2 - 0.25^2}}{2}$$

$$Y = 0.0312 \text{ pulg}$$

$$S = 1.05 - 0.0312 - 0.25/2$$

$$S = 0.894 \text{ pulg}$$

Profundidad del Cuñero de la Corona

$$T = D - Y + \frac{H}{2} + C$$

$$T = 1.05 - 0.0312 + \frac{0.25}{2} + 0.005$$

Dónde:

C= margen de Holgura= 0.005

$$T = 1.05 - 0.0312 + \frac{0.25}{2} + 0.005$$

$$T = 1.15 \text{ pulg}$$

3.3 DISEÑO DE LA CÁMARAS DE REACCIÓN

3.3.1 DISEÑO DE LA CÁMARA PARA FLUIDOS

Comenzamos determinando la Eficiencia Óptica; con la siguiente expresión, (véase Ecu. 2.16):

$$\eta_o = Pr * \tau * \alpha * \gamma_1 * F * ft$$

Dónde:

η_o : Eficiencia óptica (%),

$$Pr = 0.75-0.85$$

$$\gamma_1 = 0.9$$

$$F = 0.9$$

$$\tau = 0.9-0.95$$

$$ft = 0.95$$

$$\alpha = 0.9-0.95$$

$$\eta_o = 0.85 * 0.9 * 0.9 * 0.9 * 0.9 * 0.95 = 0.529 = \mathbf{52.9\%}$$

El área del lente de Fresnel se calcula mediante la siguiente expresión (véase Ecu. 2.18):

$$Aa = L * a$$

$$Aa = 111 * 78 = 8580 \text{ cm}^2 = \mathbf{0.858m^2}$$

El área del haz de radiación está dada por (véase Ecu. 2.22):

$$Ar = Lr * ar$$

$$Ar = 12 \text{ cm} * 8\text{cm} = 96 \text{ cm}^2 = \mathbf{9.6 * 10^{-3}m^2}$$

Determinamos la razón de concentración entre el área de apertura del concentrador y el área del absorbidor (cámaras de reacción), de la siguiente manera (véase Ecu. 2.24):

$$R_c = \frac{A_a}{A_r}$$

$$R_c = \frac{0.858 \text{ m}^2}{9.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 89.375 \approx \mathbf{89 \text{ soles}}$$

Calculamos el calor absorbido (véase Ecu. 2.21), irradiancia el valor máximo que se alcanza en la superficie terrestre es de 834 (W/m²):

$$q_{abs} = \eta_o * A_a * I$$

$$q_{abs} = 0.529 * 0.858 \text{ m}^2 * 834 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = \mathbf{378.54 \text{ W}}$$

378.54 W es el calor absorbido por el Lente de Fresnel

El diseño de la cámara de reacción es el siguiente:

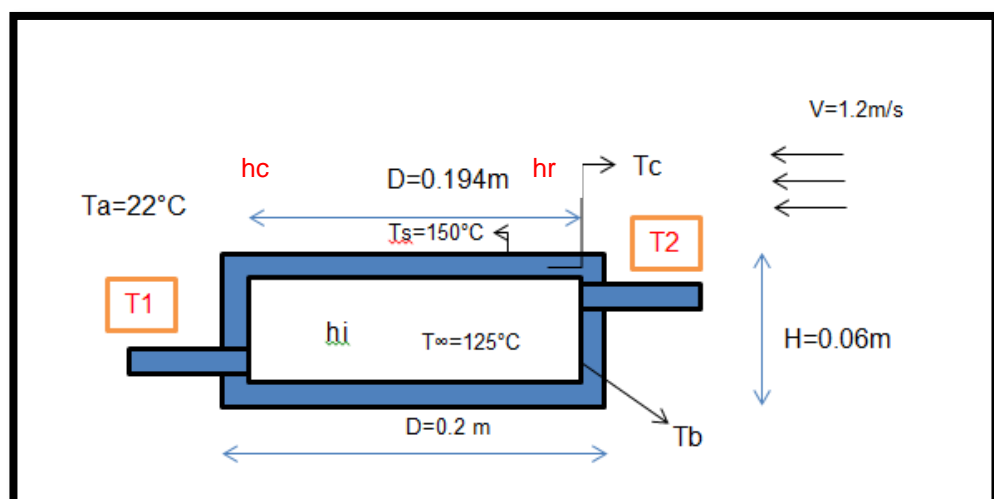


Figura 53 Diseño de la cámara de reacción para fluidos

Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Calculamos el volumen del fluido en este caso del aceite liviano OIL 10 (véase Ecu. 2.25).

$$V_{fluido} = \frac{\pi D^2}{4} H$$

$$V_{fluido} = \frac{\pi(0.194m)^2}{4} (0.06m) = 1.77 * 10^{-3} m^3 = \mathbf{1.7 \text{ litros}}$$

Determinamos horas de sol pico directo en radiación solar (véase Tabla 6). Las horas de sol pico HSP, para el mes de diciembre del año 2014 es 3.98. Se toma el dato ya que las pruebas de diseño fueron realizadas en el mes ya mencionado.

$$HSP = 3.98 \text{ horas} = \mathbf{238.8 \text{ minutos}}$$

El tiempo que se toma de calentamiento es de 40 minutos, por lo tanto determinamos el número de etapas de calentamiento durante el día.

$$\# \text{ Etapas} = \frac{238.8 \text{ minutos}}{40 \text{ minutos}} = 5.98 \approx \mathbf{6}$$

Como resultado tenemos que son 6 etapas de calentamiento durante el día. La densidad del fluido se toma de la siguiente tabla:

Tabla 10

Características típicas del aceite liviano Spindura OIL 10

**Aceite liviano
Spindura OIL
10**

Viscosidad cinemática a 40°C, cst	35,0
Densidad, g/cc	0,873
Punto de inflamación COC, °C	206
Punto de escurrimiento, °C	-12
Coefficiente de expansión, 1/°C	0,00076

Fuente: La producción del producto se realiza conforme a las especificaciones de Shell Thermia Oil B, aceite para transferencia térmica.

$$\delta_{fluido} = 0.873 \frac{g}{cc} = 873 \frac{kg}{m^3}$$

Cálculo de la masa del fluido (véase Ecu. 2.26):

$$\delta_{fluido} = \frac{M_{fluido}}{V_{fluido}}$$

$$873 \frac{Kg}{m^3} = \frac{M_{fluido}}{0.0017 m^3}$$

$$M_{fluido} = 1.48 kg$$

Determinamos la temperatura media (véase Ecu. 2.27):

$$T_m = \frac{T_a + T_s}{2}$$

T_a : Temperatura ambiente (°k)

$$T_a = 22^\circ C + 273 = 295^\circ k$$

T_s : Temperatura superficial (°k).

$$T_s = 150^\circ C + 273 = 423^\circ k$$

Por lo tanto la temperatura media es:

$$T_m = \frac{(295 + 423)^\circ K}{2} = 359^\circ K$$

La ε_a emisividad de la placa absorbente se obtiene de la siguiente figura, en nuestro proyecto el material de la placa cubierta es el aluminio.

Superficie	T, °F	Emisividad ϵ
Metales y sus óxidos		
Aluminio:		
Placa muy pulida, 98.3% de pureza	440-1070	0.039-0.057
Lámina comercial	212	0.09
Muy oxidado	299-940	0.20-0.31
Latón:		
Muy pulido:		
73.2% Cu, 26.7% Zn	476-674	0.028-0.031
62.4% Cu, 36.8% Zn, 0.4% Pb, 0.3% Al	494-710	0.033-0.037
82.9% Cu, 17.0% Zn	530	0.030
Laminado en duro, pulido, con marcas de la dirección del pulido visibles	70	0.038
Placa de acabado mate	120-660	0.22
Cobre:		
Pulido		
	242	0.023
	212	0.052
Placa calentada por largo tiempo y cubierta con una gruesa capa de óxido	77	0.78
Oro puro muy pulido	440-1160	0.018-0.035
Hierro y acero (no incluidos los inoxidable):		
Acero pulido	212	0.066
Hierro pulido	800-1880	0.14-0.38
Hierro fundido, recién torneado	72	0.44
Hierro fundido, torneado y posteriormente calentado	1620-1810	0.60-0.70

Figura 54 Emisividad normal total de algunas superficies (PITTS & SISSOM, 1980)

Determinamos el coeficiente de transferencia por radiación (véase Ecu.2.28), sabiendo que la constante de Stefan Boltzman σ es igual a $5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4}$:

$$h_R = 4\epsilon_a \sigma T m^3 \left[\frac{W}{m^2 \circ K} \right]$$

$$h_R = 4(0.09) \left(5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2K^4} \right) (359^\circ K)^3 = \mathbf{0.944} \left[\frac{W}{m^2 \circ K} \right]$$

Calculamos el coeficiente de transferencia por convección (véase Ecu. 2.29). La velocidad del viento se encuentra considerada para nuestro medio de 1.2 m/s.

$$hc = 2.8 + 3V_{viento}$$

$$hc = 2.8 + 3 \left(1.2 \frac{m}{s} \right) = 6.4 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Calculamos el coeficiente de transferencia por convección flujo externo (véase Ecu. 2.30):

$$h_o = h_c + h_r$$

$$h_o = (6.4 + 0.944) \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$h_o = 7.344 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Determinamos la temperatura referencial (véase Ecu. 2.32)

$$T_s = 150^\circ C = 302^\circ F$$

$$T_\infty = 125^\circ C = 257^\circ F$$

$$T_{Ref_e} = T_s + (0.38)(T_\infty - T_s)$$

$$T_{Ref_e} = 302 + (0.38)(257 - 302) = 284.9^\circ F \approx 140^\circ C$$

Con la temperatura referencial (T_{Ref_e}), determinamos el coeficiente de expansión volumétrico expresado a través de la capa límite (véase Ecu. 2.33).

Tomamos los datos de las densidades a su respectiva temperatura de la siguiente tabla:

Tabla 11

Propiedades del aceite liviano Spindura OIL 10

°F	°C	ρ $\frac{lbm}{pie^3}$	$C\rho$ $\frac{Btu}{lbm^\circ F}$	γ $\frac{pie^2}{seg}$	K $\frac{Btu}{hr - pie - ^\circ F}$	α $\frac{pie^2}{hr}$	Pr
32	0	56.13	0.429	0.461	0.085	3.53×10^{-3}	47100
68	20	55.45	0.449	0.0097	0.084	3.38	10400
104	40	54.69	0.469	0.0026	0.083	3.23	2870
140	60	53.94	0.489	0.903×10^{-3}	0.081	3.10	1050
176	80	53.19	0.509	0.404	0.080	2.98	490
212	100	52.44	0.530	0.219	0.079	2.86	276
248	120	51.75	0.551	0.133	0.078	2.75	175
284	140	51.00	0.572	0.086	0.077	2.66	116
320	160	50.31	0.593	0.060	0.076	2.57	84
Unidades SI		$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{J}{Kg \cdot K}$	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{W}{mK}$	$\frac{m^2}{s}$	—
Para convertir a unidades SI, multiplicar los valores tabulados por		1.601846×10^1	4.184×10^3	9.290304×10^{-2}	1.729577	2.580640×10^{-5}	—

Fuente: Especificaciones de Shell Thermia Oil B, aceite para transferencia térmica.

Interpolamos:

$\rho \left(\frac{lbm}{pie^3} \right)$	$T (^{\circ}C)$
51.75	120
X	125
51	140

Los datos obtenidos son los siguientes:

$$\rho_{T_{Ref}} = \rho_{140^{\circ}C} = 51 \frac{lbm}{pie^3} = 821.14 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{T_{\infty}} = \rho_{125^{\circ}C} = 51.56 \frac{lbm}{pie^3} = 830.11 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto

$$\beta = \rho_{T_{\infty}} \left(\frac{1}{T_{Ref}} - \frac{1}{T_{\infty}} \right)$$

$$\beta = \rho_{T_{125^{\circ}C}} \left(\frac{1}{140^{\circ}C} - \frac{1}{125^{\circ}C} \right)$$

$$\beta = 830.11 \left(\frac{1}{140^{\circ}C} - \frac{1}{125^{\circ}C} \right)$$

$$\beta = 7.28 \times 10^{-4} \frac{1}{^{\circ}C}$$

La viscosidad cinemática a la temperatura referencial es (véase Tabla 11):

$$\nu_{140^{\circ}C} = \left(0.903 \times 10^{-3} \frac{pie^2}{seg} \right) (9.290304 \times 10^{-2}) = 7.98 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Calculamos el número de Grashof (véase Ecu. 2.31), se considera todas las propiedades constantes a la temperatura de película o a la temperatura de referencia.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)b^3}{\gamma^2}$$

Dónde:

β : Coeficiente de expansión volumétrica,

g : $9.8 \frac{m}{s^2}$,

T_s : Temperatura superficial de la cámara de reacción,

T_∞ : Temperatura ambiente del interior de la cámara de reacción,

γ : Viscosidad de la temperatura referencial,

b : Altura de la cámara de reacción (H).

Por lo tanto el número de Grashof es:

$$Gr = \frac{9.8 \frac{m}{s^2} \times (7.28 \times 10^{-4}) \frac{1}{^\circ C} (150 - 125)^\circ C (0.06m)^3}{(7.98 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s})^2}$$

$$Gr = 6.05 \times 10^5$$

Las siguientes propiedades obtenemos a la temperatura referencial de la Tabla 11.

Número de Prandtl $Pr_{T_{140^\circ C}} = 116$

Coeficiente de Conducción $K_{T_{140^\circ C}} = 0.1331 \frac{W}{m^\circ K}$

Cálculo el coeficiente de convección interna por convección natural (véase Ecu.2.34).

$$\frac{\bar{h}uD}{K} = (0.55)(GrPr)^{\frac{1}{4}}$$

Dónde:

D : Diámetro de la cámara de reacción (m),

K : Coeficiente de conductividad ($\frac{W}{m^{\circ}K}$), con respecto a la temperatura referencial de 140°C (véase Tabla 10).

Gr : Número de Grashof con respecto a la temperatura superficial,

Pr : Número de Prandtl con respecto a la temperatura superficial.

Por lo tanto

$$\frac{\bar{h}u(0.194m)}{0.1331 \frac{W}{m^{\circ}K}} = (0.55)[(6.05 \times 10^5)(116)]^{\frac{1}{4}}$$

$$\bar{h}u = 34.54 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la cámara de reacción (véase Figura 13).

El coeficiente global de transferencia de calor, para paredes planas está dado por (véase Ecu. 2.40):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{L_p}{K} + \frac{1}{h_i}}$$

Dónde:

L_p : Espesor de la placa de cubierta de la cámara de reacción (m)

El coeficiente de conductividad térmica es el del aluminio:

$$K_{\text{aluminio}} = 209.3 \frac{W}{m^{\circ}K}$$

Por lo tanto

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7.344 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0.004m}{209.3 \frac{W}{m^{\circ}K}} + \frac{1}{34.54 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 6.056 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Calculamos el calor útil ($q_{\text{útil}}$) (véase Ecu 2.41)

$$q_{\text{útil}} = q_{\text{abs}} - q_{\text{perdido}}$$

$$q_{\text{útil}} = q_{\text{abs}} - U(T_c - T_a)\Delta_r$$

Dónde:

q_{abs} : Calor absorbido por el lente de Fresnel [Ecu. 2.21],

U : Coeficiente Global de transferencia de calor,

T_c : Temperatura de la placa cubierta de la cámara de reacción (°K),

T_a : Temperatura ambiente (°K),

Δ_r : Área del haz de radiación [Ecu. 2.22].

Por lo tanto

$$q_{\text{útil}} = 378,54W - 6,056 \frac{W}{m^2 \cdot K} (150 - 22)^{\circ}K (9.6 \times 10^{-3} m^2)$$

$$q_{\text{útil}} = 371.098 W$$

El sistema se cumple cuando la eficiencia óptica η_0 es mayor a la eficiencia instantánea η_c

Calculamos la eficiencia instantánea, de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{qu}{I \cdot Aa}$$

Dónde:

η_c : Eficiencia Instantánea

qu: calor útil

I: irradiancia

Aa: Área del concentrador

Por lo tanto

$$\eta_c = \frac{371.098W}{834 \frac{W}{m^2} \times 0.858m^2}$$

$$\eta_c = 52.63\%$$

El sistema se cumple cuando $\eta_0 > \eta_c$, en este caso se cumple lo esperado.

$$52,9\% > 52,63\%$$

3.3.2 DISEÑO DE LA CÁMARA PARA SÓLIDOS

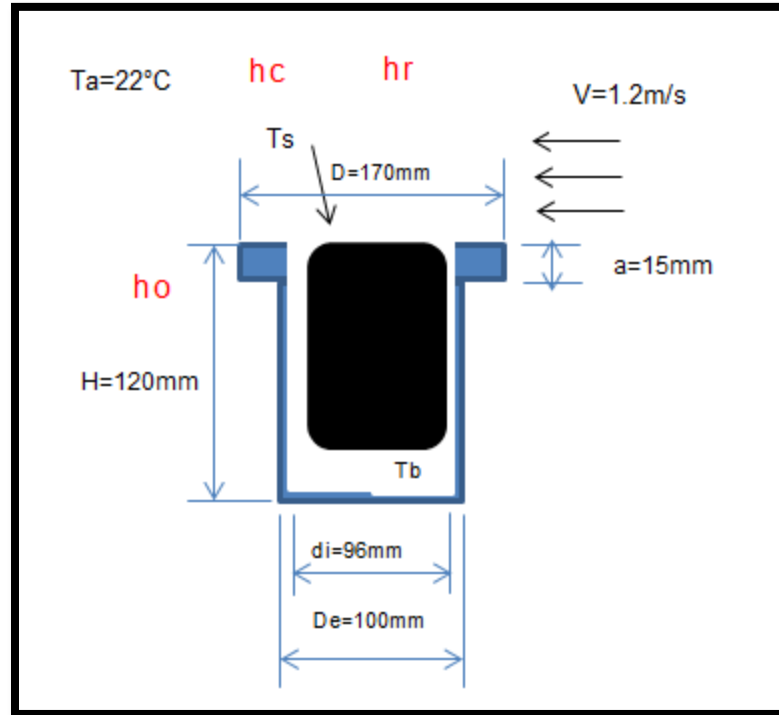


Figura 55 Diseño de la cámara de reacción para sólidos
Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

Dónde:

T_a : Temperatura ambiente ($^\circ\text{C}$),

T_s : Temperatura superficial del sólido ($^\circ\text{C}$),

T_b : Temperatura interna ($^\circ\text{C}$),

v : velocidad del viento (m/s),

h_o : coeficiente de convección forzada flujo externo ($\text{W}/\text{m}^2\text{C}$).

Determinamos la temperatura media (véase Ecu. 2.27)

$$T_m = \frac{T_a + T_s}{2}$$

Calculamos el coeficiente de transferencia por radiación (véase Ecu. 2.28).

$$h_R = 4\varepsilon_a \sigma T m^3 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Dónde:

Tm : Temperatura media (°k),

$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$, Constante de Stefan Boltzman.

εa : Emisividad del sólido absorbente (véase Figura. 35)

Calculamos el coeficiente de transferencia por convección (véase Ecu. 2.29).

$$hc = 2.8 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] + 3 \left[\frac{N}{m^2 \cdot K} \right] V_{viento}$$

Determinamos el coeficiente de transferencia por convección flujo externo (véase Ecu 2.30).

$$h_o = h_c + h_r$$

Calculamos el volumen del sólido que se va a utilizar (véase Ecu. 2.25).

$$V_{sólido} = \frac{\pi d i^2}{4} H$$

$$V_{sólido} = \frac{\pi (19cm)^2}{4} \times 12cm = 3402.34cm^3$$

Determinamos la masa del sólido (véase Ecu. 2.26):

$$\delta_{sólido} = \frac{M_{sólido}}{V_{sólido}}$$

Cálculo de la potencia requerida

$$Q_s = mC_p(T_{tratamiento\ térmico} - T_{ambiente})$$

Dónde:

Q_s : Calor sensible en Kcal,

m : Masa del sólido,

C_p : Calor específico del sólido $\frac{Kcal}{Kg^{\circ}C}$

T_c : Temperatura de calentamiento para el tratamiento térmico,

T_{∞} : Temperatura inicial o temperatura ambiente.

3.4 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Determinamos la diferencia de temperaturas, con las siguientes expresiones, (véase Fig. 28)

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

Dónde:

$$T_{ce} : 120^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cs} : 100^{\circ}\text{C}$$

$$T_{fe} : 20^{\circ}\text{C}$$

$$T_{fs} : 30^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 120 - 30 = 90^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 100 - 20 = 80^{\circ}\text{C}$$

Calculamos la diferencia promedio efectiva de temperatura (véase Ecu. 2.53)

$$\Delta T_{ml} = \frac{80 - 90}{\ln\left(\frac{80}{90}\right)} = \mathbf{84.9^{\circ}\text{C}}$$

Determinamos el factor de corrección F (véase Figura 29)

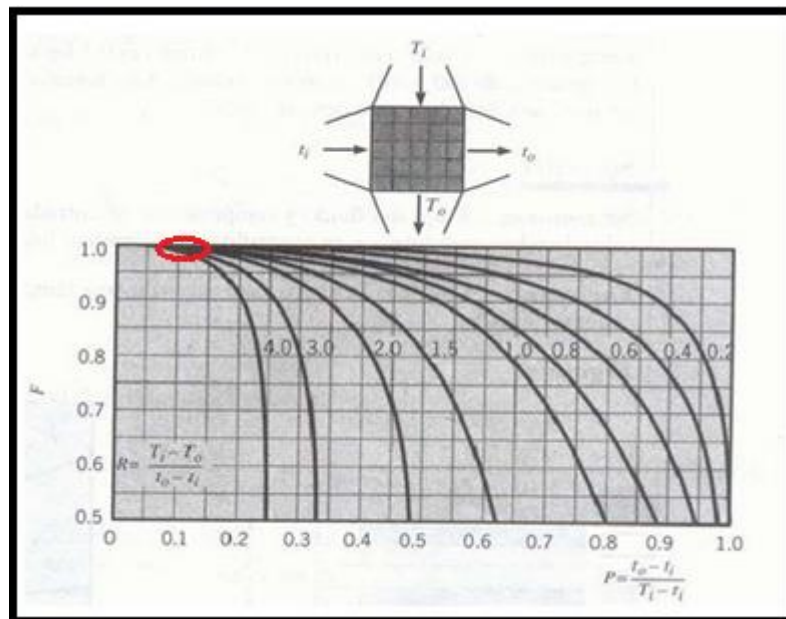
$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$P = \frac{(30 - 20)^{\circ}\text{C}}{(120 - 20)^{\circ}\text{C}} = 0.1$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

$$R = \frac{(120 - 100)^{\circ}\text{C}}{(30 - 20)^{\circ}\text{C}} = 2$$

Con los datos obtenidos vamos a la figura siguiente y determinamos que el factor de corrección **F=0.98**



Dónde:

$T_i = T_{ce}$, Temperatura de entrada del fluido caliente ($^{\circ}\text{K}$).

$t_i = T_{fe}$, Temperatura de entrada del fluido frío.

$t_o = T_{fs}$, Temperatura de salida del fluido frío.

$T_o = T_{cs}$, Temperatura de salida del fluido caliente.

Calculamos el coeficiente promedio de transferencia de calor para haces en la dirección del flujo (véase Ecu. 2.56)

$$\frac{\bar{h}_o D_o}{K} = C1 (Re_{m\acute{a}x})^n$$

Usamos haces escalonados (véase Figura 31)

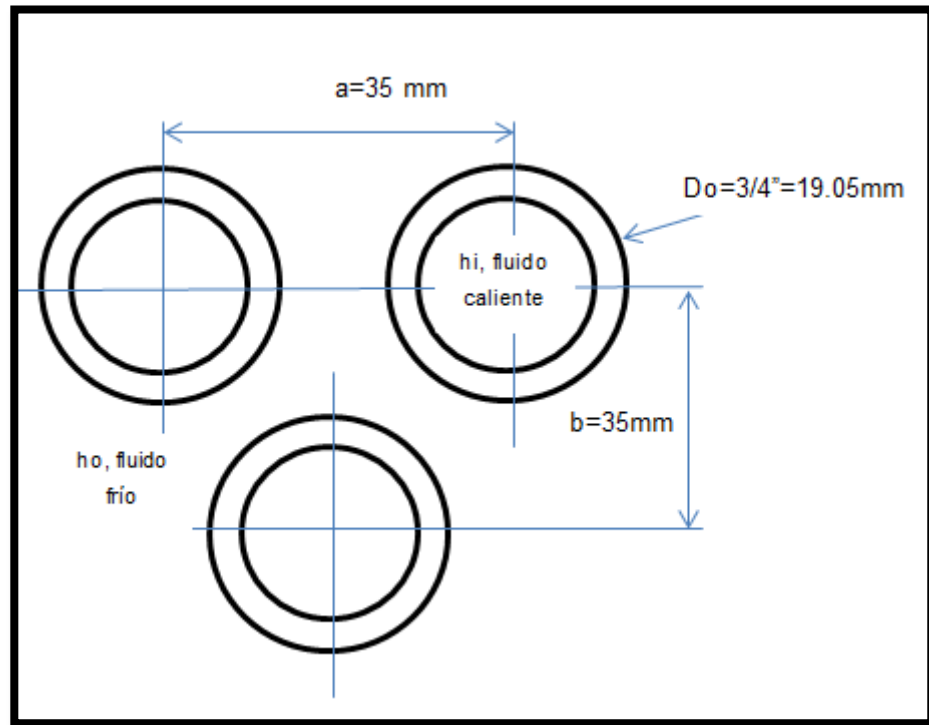


Figura 56 Dimensiones de haces escalonados para el intercambiador de calor.

Fuente: Román L, Naranjo C; 2014

Para haces escalonados, el pasaje mínimo (min) es el menor valor entre:

$$\frac{a - D_o}{2} = \frac{35\text{mm} - 19\text{mm}}{2} = 8\text{mm}$$

$$\sqrt{\left(\frac{35\text{mm}}{2}\right)^2 + (35\text{mm})^2} - 19\text{mm} = 20.13\text{mm}$$

El pasaje mínimo es $M_n = 8\text{mm}$

Para determinar los valores de n y C_1 (véase Figura 30)

$$\frac{a}{D} = \frac{35\text{mm}}{19\text{mm}} = 1.84 \approx 2$$

$$\frac{b}{D} = \frac{35\text{mm}}{19\text{mm}} = 1.84 \approx 2$$

$\frac{b}{D}$	a/D							
	1.25		1.5		2		3	
	C_1	n	C_1	n	C_1	n	C_1	n
Tubos en línea:								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Tubos escalonados:								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
1			0.497	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

Por lo tanto los valores de **$C_1=0.482$ y $n=0.556$**

Cálculos para el fluido frío:

Calculamos el V_{max} (véase Ecu. 2.57)

$$V_{max} = \frac{v_{\infty} * \frac{a}{2}}{Mn}$$

Dónde:

v_{∞} : 0.05 (m/s), velocidad por convección natural.

$$V_{max} = \frac{(0.05 \frac{m}{s}) * \frac{35\text{mm}}{2}}{8\text{mm}} = 0.11 \frac{m}{seg}$$

Las propiedades del agua determinamos con la Temperatura media (véase Ecu. 2.58).

$$T_m = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} = \frac{20 + 30}{2} = 25^\circ\text{C}$$

Con ésta temperatura vamos a la siguiente figura y determinamos la densidad (ρ), la viscosidad (γ), Prandalt (Pr) y coeficiente de conducción (k), todos los datos a referencia del fluido frío.

T,		ρ , lbm pie ³	c_p , Btu lbm-°F	γ , pie ² seg	k , Btu hr-pie-°F	α , pie ² hr	Pr	β , 1 °R
°F	°C							
Agua (H ₂)								
32	0	62.57	1.0074	1.925×10^{-3}	0.319	5.07×10^{-3}	13.6	0.10×10^{-3}
68	20	62.46	0.9988	1.063	0.345	5.54	7.02	
104	40	62.09	0.9980	0.708	0.363	5.86	4.34	
140	60	61.52	0.9994	0.514	0.376	6.02	3.02	
176	80	60.81	1.0023	0.392	0.386	6.34	2.22	
212	100	59.97	1.0070	0.316	0.393	6.51	1.74	
248	120	59.01	1.015	0.266	0.396	6.62	1.446	
284	140	57.95	1.023	0.230	0.395	6.68	1.241	
320	160	56.79	1.037	0.204	0.393	6.70	1.099	
356	180	55.50	1.055	0.186	0.390	6.68	1.004	
392	200	54.11	1.076	0.172	0.384	6.61	0.937	
428	220	52.59	1.101	0.161	0.377	6.51	0.891	
464	240	50.92	1.136	0.154	0.367	6.35	0.871	
500	260	49.06	1.182	0.148	0.353	6.11	0.874	
537	280	46.98	1.244	0.145	0.335	5.74	0.910	
572	300	44.59	1.368	0.145	0.312	5.13	1.019	
Unidades SI		kg m ³	J kg-K	m ² s	W m-K	m ² s	—	1 K
Para convertir a unidades SI, multiplicar los valores tabulados por		1.601846×10^3	4.184×10^3	9.290304×10^{-1}	1.729577	2.580640×10^{-3}	—	1.80

Figura 57 Propiedades termofísicas del agua (PITTS & SISSOM, 1980)

Interpolamos:

$T(^{\circ}C)$	$K\left(\frac{W}{m^{\circ}k}\right)$	$\gamma\left(\frac{m^2}{seg}\right)$
120	0.59	1.006×10^{-6}
125	X1	X2
140	0.63	6.57×10^{-6}

Dónde:

$$K = x1 = 0.6 \left(\frac{W}{m^{\circ}k} \right)$$

$$\gamma = 9.1875 \times 10^{-7} \left(\frac{m^2}{seg} \right)$$

Una vez determinado los valores ya mencionados, calculamos el número de Reynolds (véase Ecu. 2.59)

$$Re_{max} = (V_{max}(Do))/\gamma$$

$$Re_{max} = (0.11 \frac{m}{seg} (0.019m))/9.1875 \times 10^{-7} \left(\frac{W}{m^{\circ}k} \right) = \mathbf{2274.83}$$

Ya determinado los valores del análisis procedemos a calcular el coeficiente promedio de transferencia de calor (\bar{h}_o).

$$\frac{\bar{h}_o Do}{K} = C1(Re_{m\acute{a}x})^n$$

$$\frac{\bar{h}_o(0.019m)}{0.6 \left(\frac{W}{m^{\circ}k} \right)} = 0.482(2274.83)^{0.556}$$

$$h_o = 1112.20 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Cálculos para el fluido caliente:

El fluido caliente es el aceite liviano Spindura OIL 10, su velocidad es de 0.2 m/s.

Calculamos la temperatura media para el fluido caliente

$$T_m = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2}$$

$$T_m = \frac{120^\circ\text{C} + 100^\circ\text{C}}{2} = 110^\circ\text{C}$$

Con ésta temperatura vamos a la tabla 10 propiedades de aceite Oil 10 y calculamos la densidad (ρ), la viscosidad (γ), Prandalt (Pr) y coeficiente de conducción (k), todo los datos con referencia al fluido caliente que usemos.

Interpolamos:

$T(^{\circ}\text{C})$	$\gamma\left(\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}\right)$
100	1.006×10^{-6}
110	X
120	6.57×10^{-6}

Dónde:

$$\gamma_{110^\circ\text{C}} = X = 1.6355 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}\right)$$

$$K = 0.136 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{k}}\right)$$

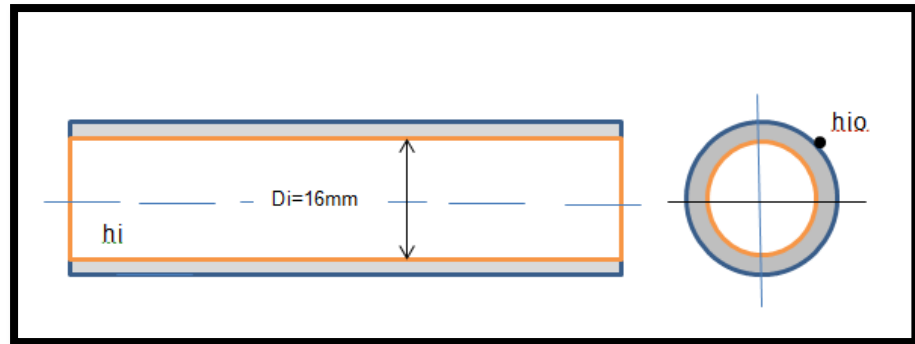


Figura 58 Dimensiones del diámetro interno de la tubería para el fluido caliente

Fuente: Román L, 2014

Una vez determinado los valores ya mencionados, calculamos el número de Reynolds, con la siguiente expresión:

$$Re_{max} = (V_{max}(Di))/\gamma$$

$$Re_{max} = ((0.2 \frac{m}{s})(0.016m))/1.6355 \times 10^{-5}(\frac{m^2}{seg}) = \mathbf{195.12}$$

Determinamos transferencia de calor en flujos dentro de tubos (véase Ecu.2.62). En este proyecto, nosotros tenemos una temperatura constante de pared, por lo cual usamos la siguiente expresión:

$$Nu_{D\infty} \equiv \frac{h_{\infty}Di}{K} = 3.656$$

$$Nu_{D\infty} \equiv \frac{h_i(0.016m)}{0.136(\frac{W}{m^{\circ}k})} = 3.656$$

$$h_i = \mathbf{31.08 \frac{W}{m^2 \circ K}}$$

Dónde:

h_{∞} : h_i , coeficiente interno de transferencia de calor por convección (véase Figura 32). $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

D_i : Diámetro interno del tubo para el fluido caliente (véase Figura 32). [m]

K : Conductividad para el fluido caliente. $[\frac{W}{m \cdot K}]$

Calculamos el coeficiente interno de transferencia de calor por convección (h_i), corregimos tomando en cuenta que el espesor de tubo es despreciable (véase Ecu. 2.63).

$$h_{io} = h_i \left(\frac{D_i}{D_e} \right)$$

$$h_{io} = 31.08 \frac{W}{m^2 \cdot K} \left(\frac{0.016m}{0.019m} \right)$$

$$h_{io} = 26.17 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor (véase Ecu.2.64)

$$U = \frac{26.17 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times 1112.20 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{26.17 \frac{W}{m^2 \cdot K} + 1112.20 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$U = 25.57 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Determinamos el número de tubos internos (véase Ecu. 2.65)

$$q_{\text{útil}} = UANF\Delta T_{ml}$$

Dónde:

$$q_{\text{útil}} : 369.28 \text{ W}$$

A : Área de un tubo interno.

$$L : 0.4 \text{ m.}$$

$$U = 25.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$F : 0.98$$

$$\Delta T_{ml} : 84.9^\circ\text{C} = 357.9^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$A = \pi D_e L = \pi \times (0.019\text{m})(0.4) = \mathbf{0.024\text{m}^2}$$

$$q_{\text{útil}} = UANF\Delta T_{ml}$$

$$369.28 \text{ W} = (25.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}})(0.024\text{m}^2)N(0.98)(84.9^\circ\text{K})$$

$N = 11.6 \approx 12$ El número de tubos internos serán 12.

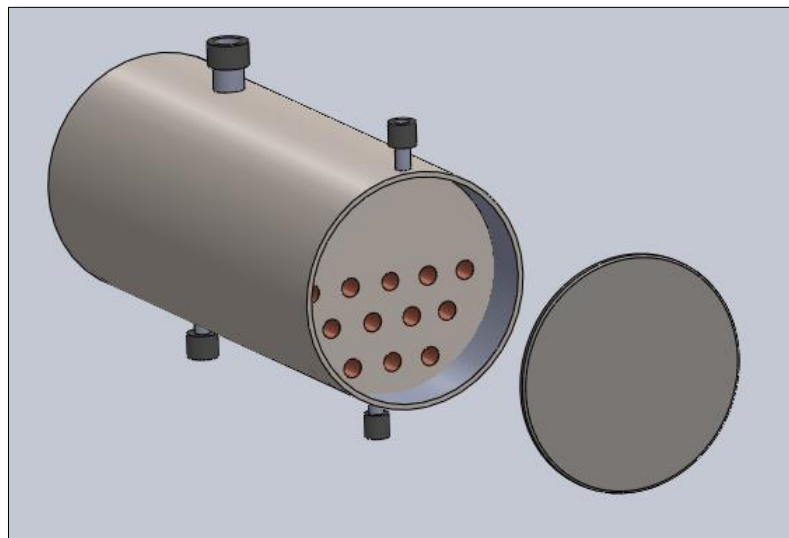


Figura 59 Diseño del intercambiador de calor

Fuente: Román L, 2014

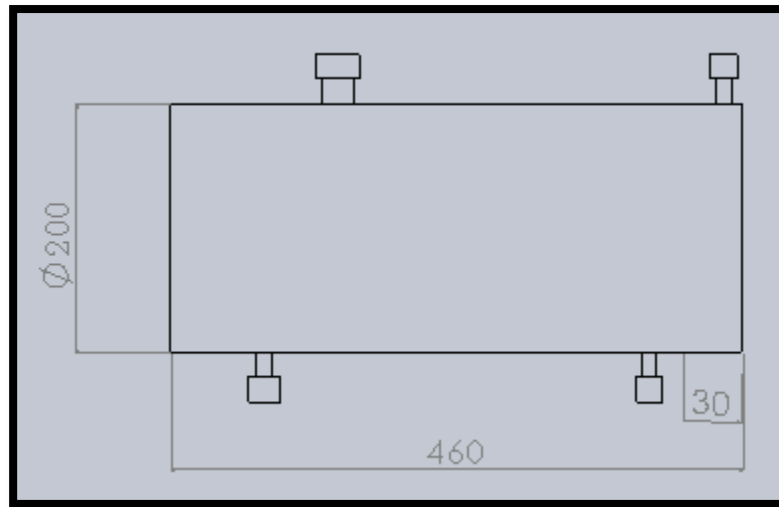


Figura 60 Dimensiones del intercambiador de calor

Fuente: Román L, 2014

3.5 DISEÑO DEL RECIPIENTE DE ACEITE

En nuestro proyecto necesitamos un recipiente para almacenar el aceite que se va a usar en el sistema.

Calculamos el volumen total del aceite a utilizar en todo el sistema.

Volumen de la cámara de reacción de calor

$$h = 0.06 \text{ metros}$$

$$d = 0.194 \text{ metros}$$

$$V_{\text{aceitecamara}} := \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h$$

$$V_{\text{acitecamar}} := V_{\text{aceitecamara}} \cdot 1000$$

$$V_{\text{acitecamar}} = 1.774 \text{ litros}$$

Calculamos el volumen de la tuberías externa del sistema

$$\text{diámetro tuberías} = 0.0127 \text{ metros}$$

$$h1 := 2 \text{ m} \quad \text{Longitud de cada tubería externa}$$

$$V_{\text{aceite2}} = \left(\frac{\pi \times \text{diámetro tuberías}^2}{4} \times h1 \right)$$

$$V_{\text{aceite tuberías}} := V_{\text{aceite2}} \cdot 1000 = 0.507 \text{ litros}$$

Calculamos el volumen de la tubería interna del intercambiador de calor

$$D_{\text{ímetro interno}} = 0.016 \text{ metro}$$

$$h3 := 0.4 \quad \text{Longitud de la tubería interna del intercambiador, de calor de cada tubo}$$

$$V_{\text{tubos internos}} = \left(\frac{\pi \times D_{\text{ímetro interno}}^2}{4} \times h3 \right)$$

$$V_{\text{tubos2}} := V_{\text{tubos internos}} \cdot 1000 = 0.965 \text{ litros}$$

Calculamos el volumen de las cámaras del intercambiador de calor

$$h4 := 0.03 \text{ m} \quad \text{Altura de las cámaras del intercambiador de calor}$$

$$d = 0.194 \text{ m} \quad \text{Diámetro de las cámaras del intercambiador de calor}$$

$$V_{\text{camarasintercambiador}} = \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \times h_4 \right)$$

$$V_{\text{camaras2}} := V_{\text{camarasintercambiador}} \times 1000 = 1.774 \text{ litros}$$

Calculamos el volumen total del fluido para todo el sistema.

$$V_{\text{total}} := V_{\text{citemcamar}} + \text{diámetro tuberías} + V_{\text{tubos2}} + V_{\text{camaras2}} = 4.5$$

$$V_{\text{Total}} = 4.52 \text{ litros} \approx 5 \text{ litros} = 5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Asumimos que las dimensiones del recipiente son:

$$\text{Ancho} = 0.21 \text{ m} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Altura} = 0.21 \text{ m} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Base} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor} = 3 \text{ mm}$$

El volumen del recipiente es:

$$V_{\text{recipiente}} = \text{Ancho} \times \text{Altura} \times \text{Base}$$

$$V_{\text{recipiente}} = 0.2 \text{ m} \times 0.2 \text{ m} \times 0.2 \text{ m} = 8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{recipiente}} = 8 \text{ lts}$$

Por lo tanto las dimensiones del recipiente si son las adecuadas para el volumen del sistema.

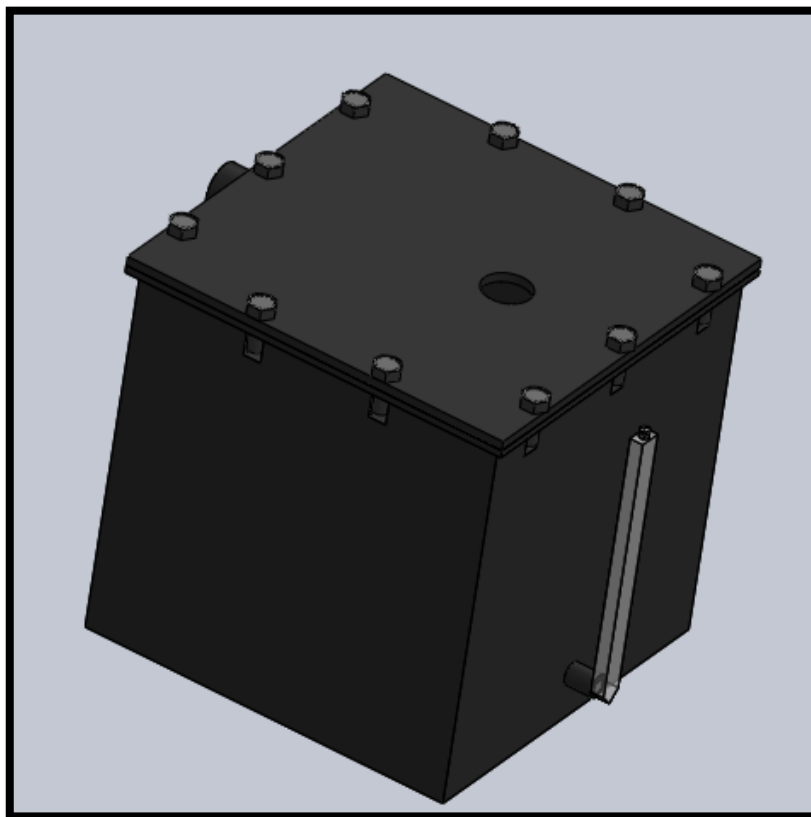


Figura 61 Recipiente del aceite
Fuente: Naranjo C, Román L; 2014

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS

4.1 DIAGRAMA DE PROCESOS DE FABRICACIÓN

Este estudio describe el diagrama de operaciones y el diagrama de procesos de flujo.

Los elementos a construir son:

Cámaras de reacción

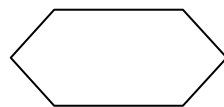
Intercambiador de calor

Estructura soporte

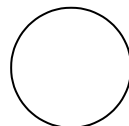
Mecanismo de giro

Recipiente de almacenamiento de aceite

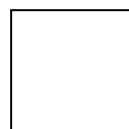
Utilizamos la siguiente simbología para la elaboración de diagrama de operaciones y el diagrama de procesos de flujo.



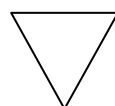
Componente



Actividad



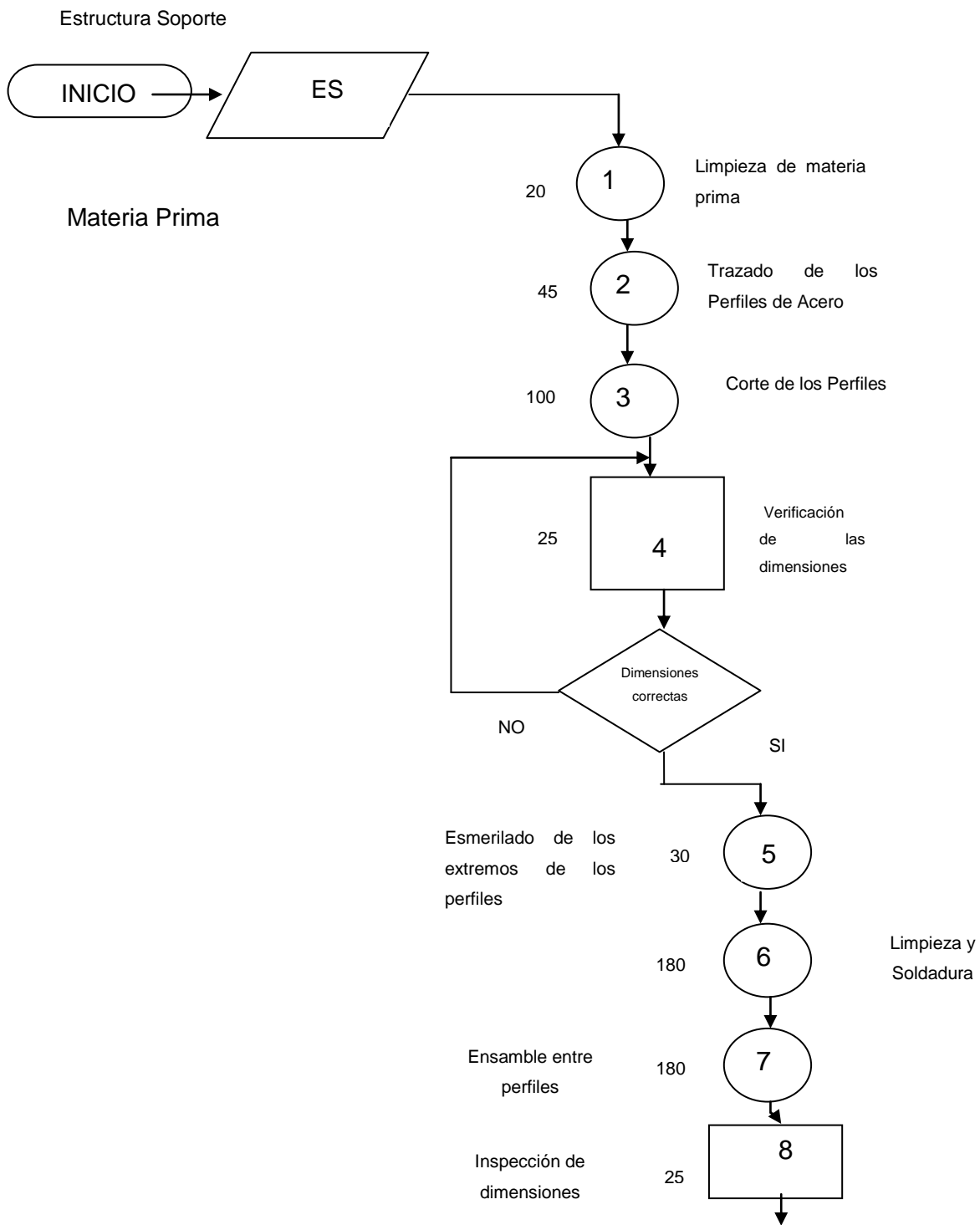
Inspección

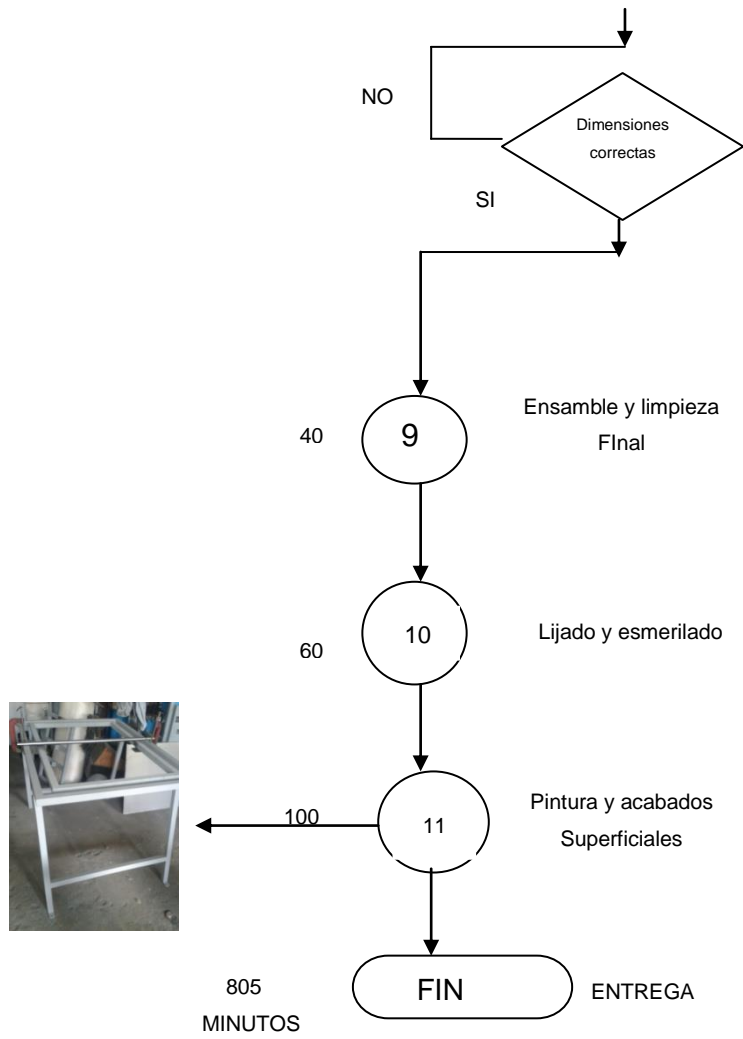


Almacenamiento

4.1.1 ESTRUCTURA SOPORTE

4.1.1.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES





4.1.1.2 DIAGRAMA DE PROCESOS

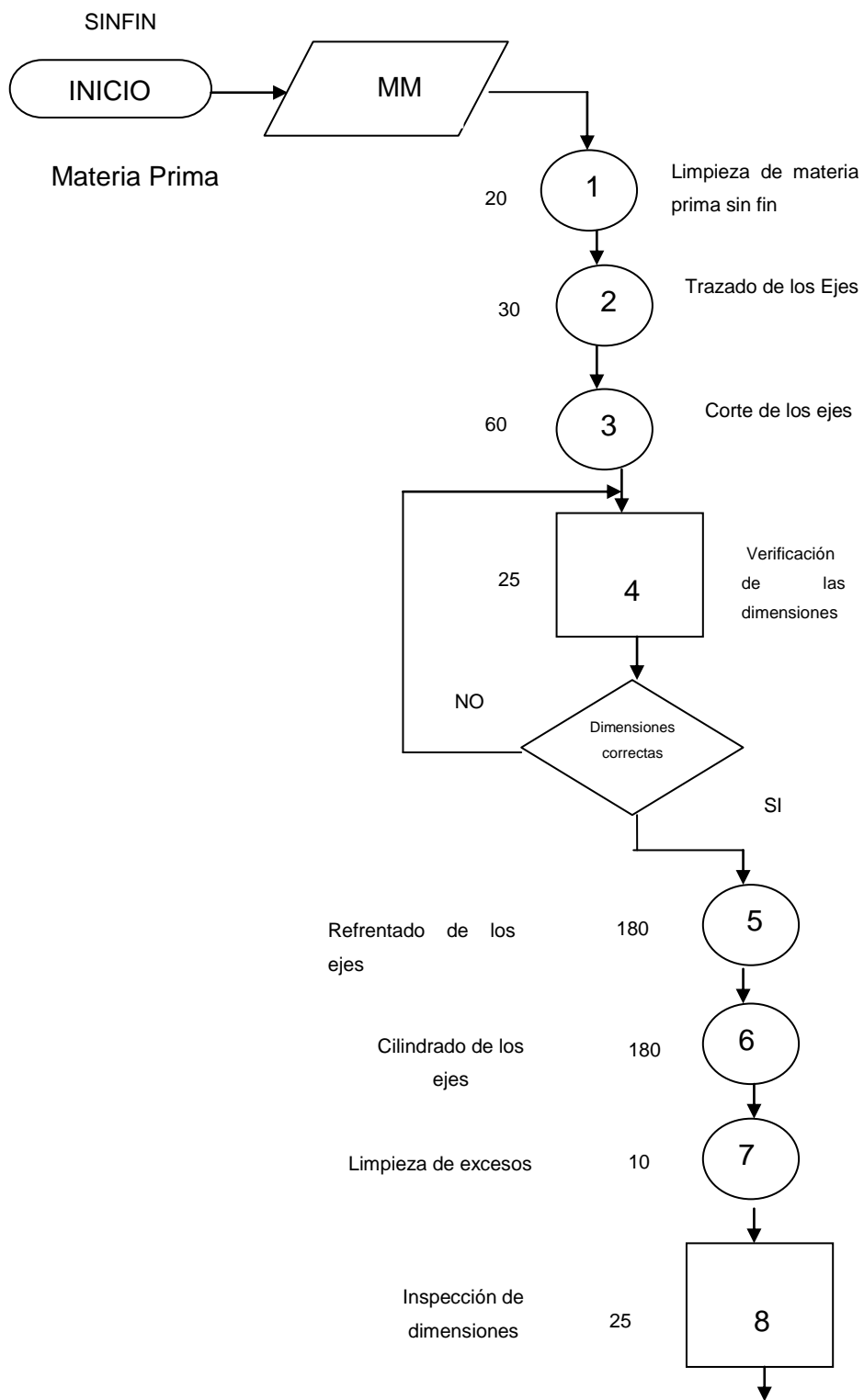
Fecha de Realización		24/01/2015	Ficha Número 1		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	805	810	-5
Ensamble		Transporte	17	15	-2
Tipo de Diagnóstico	Material	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual	Almacenamiento	40	35	0
	X				
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	862	860	-2
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	10	Recepción de materia prima
Limpieza de Materia prima			15	20	1 persona
Trazado de perfiles de Acero			30	45	Entre 2 personas
Limpiar			20	10	1 persona
Transporte a zona de			25	5	2 personas

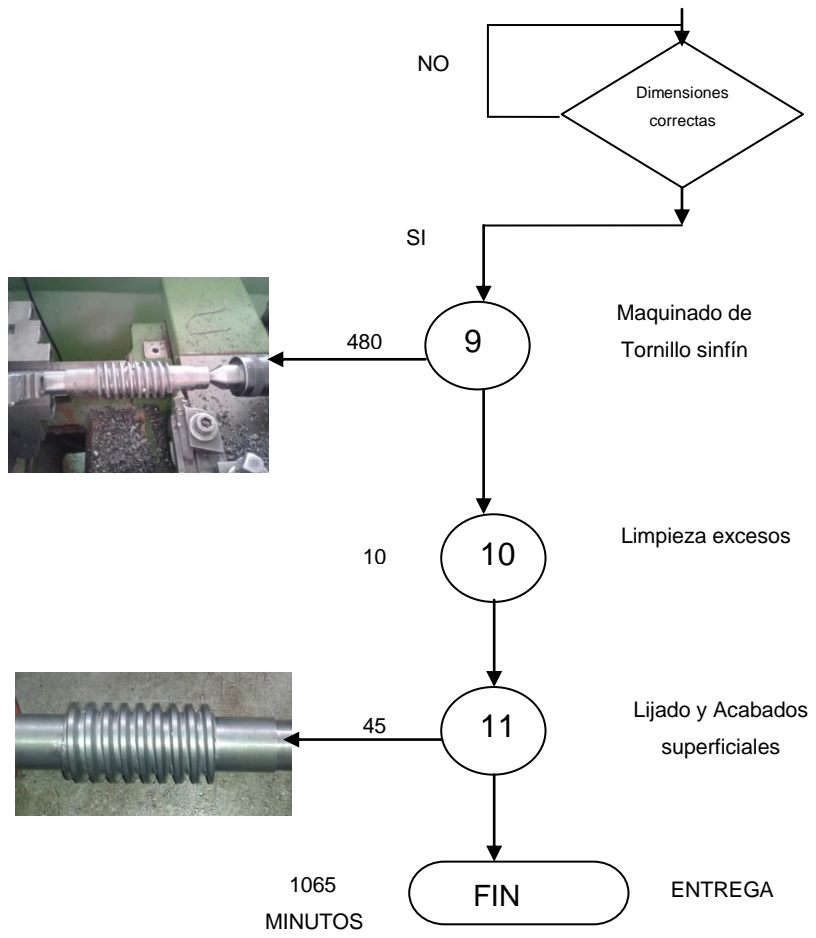
Continua

soldadura				
Inspección de medidas	● ⇄ D □ ▽	N/A	25	1 persona
Esmerilado de perfiles	○ ⇄ D □ ▽	20	30	1 persona
Descripción	● ⇄ D □ ▽	Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Limpieza y cepillado	○ ⇄ D □ ▽	15	45	1 persona
Soldadura	● ⇄ D □ ▽	18	120	Soldadura SMAW
Ensamblaje de perfiles	● ⇄ D □ ▽	N/A	180	2 personas
Transporte de área acabado	○ ⇄ D □ ▽	20	15	
Ensamblar de forma completa	● ⇄ D □ ▽	20	40	2 personas
Lijado y Esmerilado	● ⇄ D □ ▽	N/A	60	1 persona
Verificación de medidas adecuadas	● ⇄ D □ ▽	10	15	1 persona
Pintura y Acabados superficiales	● ⇄ D □ ▽	10	100	2 personas
Inspección de producto terminado	● ⇄ D □ ▽	15	20	Verificar las tolerancias

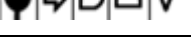
4.1.2 MECANISMO DE MOVIMIENTO

4.1.2.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES





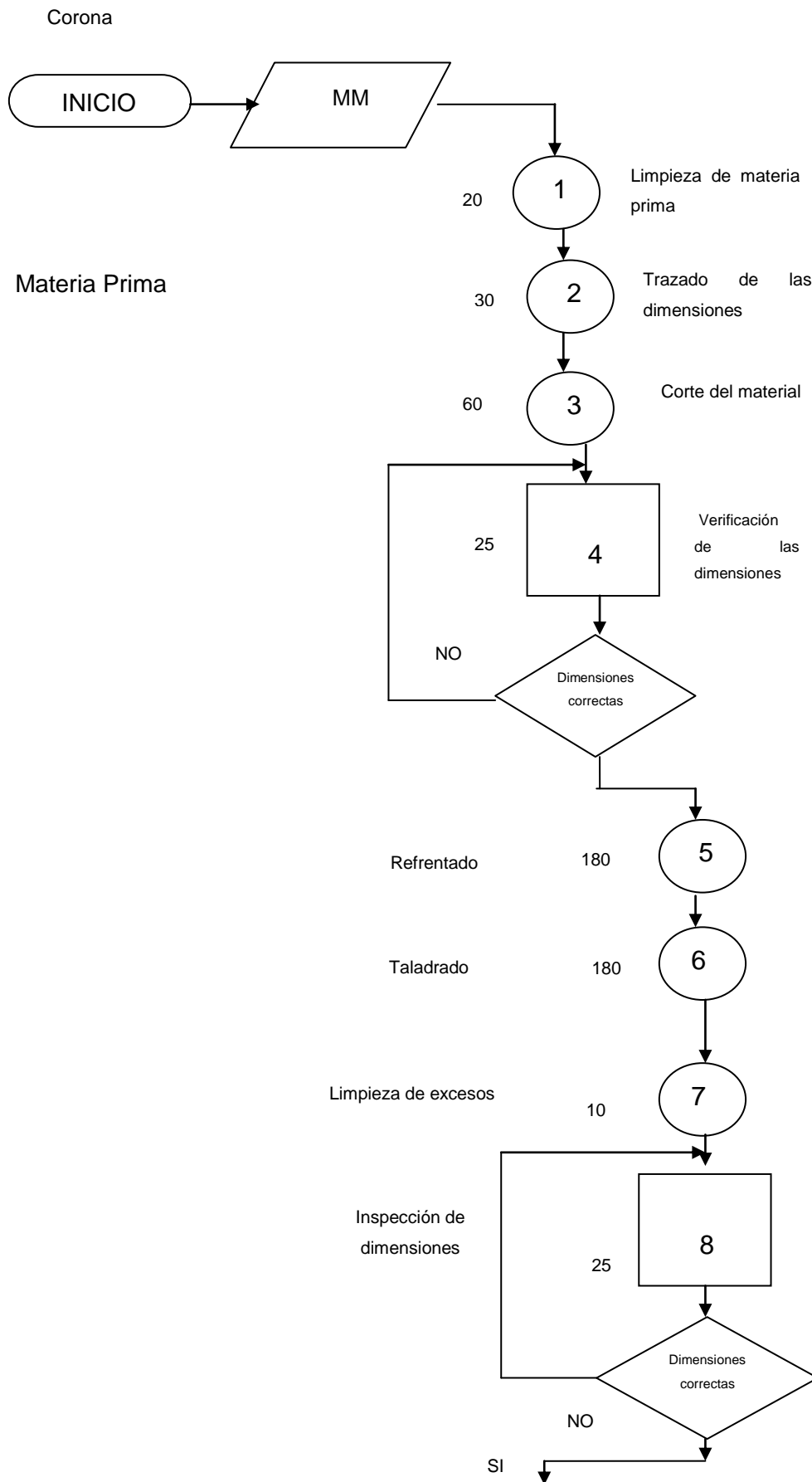
4.1.2.2 DIAGRAMA DE PROCESOS

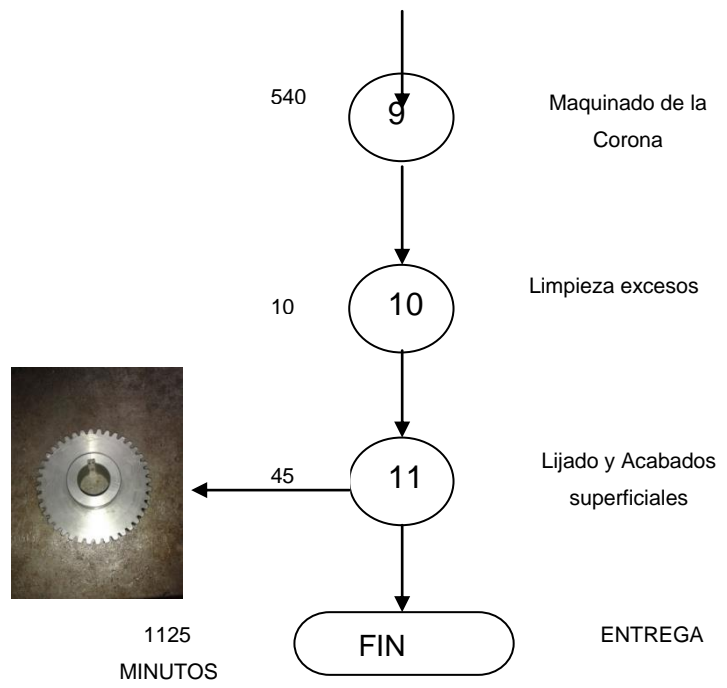
		DIAGRAMA DE PROCESOS			
		MECANISMO MOVIMIENTO -SINFIN			
Fecha de Realización		24/01/2015	Ficha Número 1		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	1065	1075	-10
Ensamble		Transporte	17	15	-2
Tipo de Diagnóstico	Material X	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual X	Almacenamiento	40	35	0
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	1122	1125	-3
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	10	Recepción de materia prima
Limpieza de Materia prima			15	20	1 persona
Trazado de los Ejes			30	30	Entre 2 personas
Limpiar			20	10	1 persona
Transporte a zona de mecanizado			25	5	2 personas
Refrentado de los ejes			N/A	180	1 persona








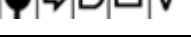



Continúa

Cilindrado de los ejes		20	180	1 persona
Descripción		Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Inspección de las medidas		15	25	1 persona
Mecanizado Tornillo Sinfin		18	480	Torno
Transporte de área acabado		20	15	
Lijado y Esmerilado		N/A	60	1 persona
Verificación de medidas adecuadas		10	15	1 persona
Acabados superficiales		10	45	2 personas
Inspección de producto terminado		15	20	Verificar las tolerancias





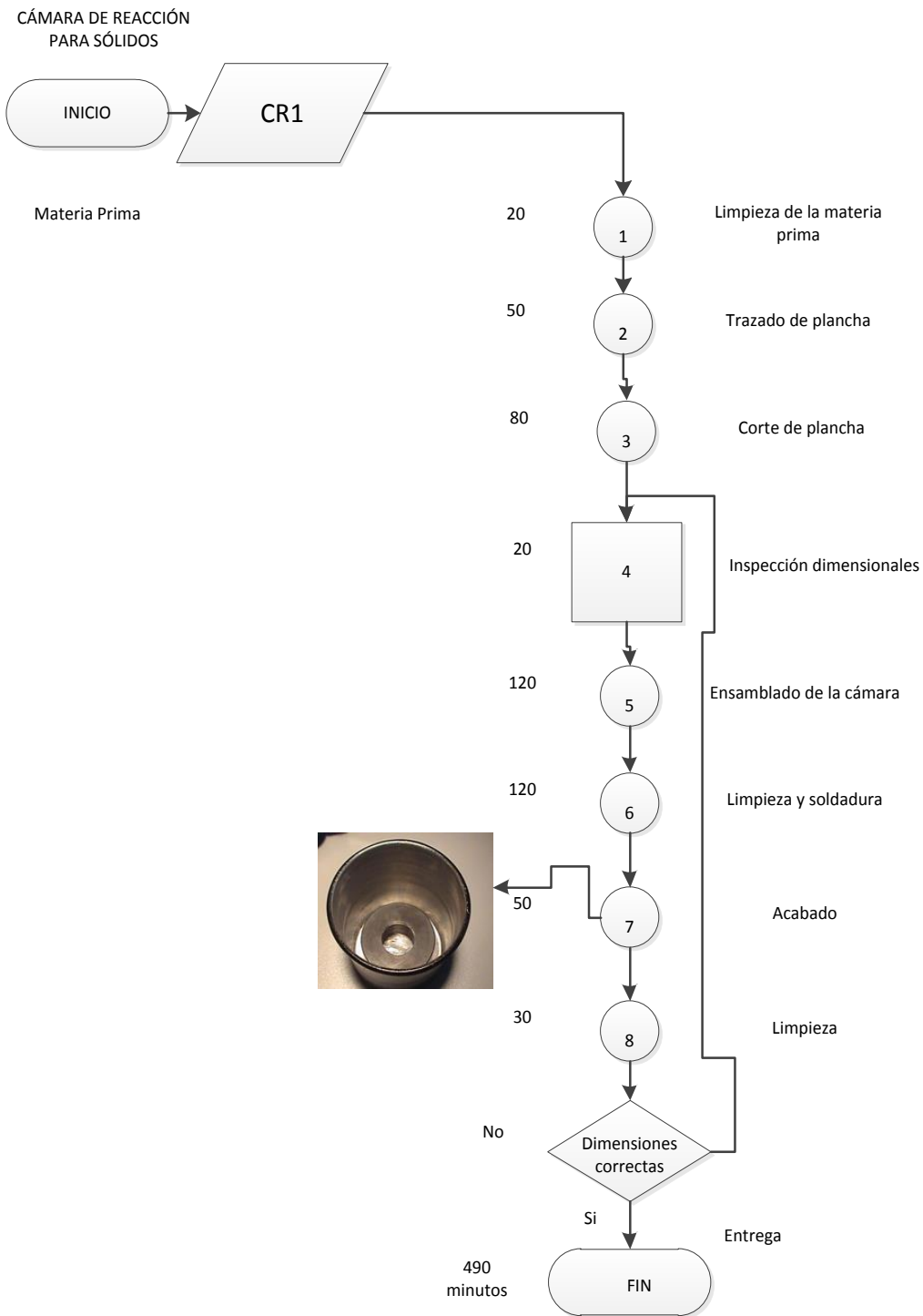
		DIAGRAMA DE PROCESOS			
		MECANISMO MOVIMIENTO -CORONA			
Fecha de Realización		24/01/2015	Ficha Número 1		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	1125	1135	-5
Ensamble		Transporte	17	15	-2
Tipo de Diagnóstico	Material	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual	Almacenamiento	40	35	0
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	1182	1185	-3
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	10	Recepción de materia prima
Limpieza de Materia prima			15	20	1 persona
Trazado de las dimensiones			30	30	Entre 2 personas
Limpiar			20	10	1 persona
Transporte a zona de mecanizado			25	5	2 personas
Refrentado de la corona			N/A	180	Torno
Taladrado			20	180	Torno. Broca de centros, 28 mm


 Continúa

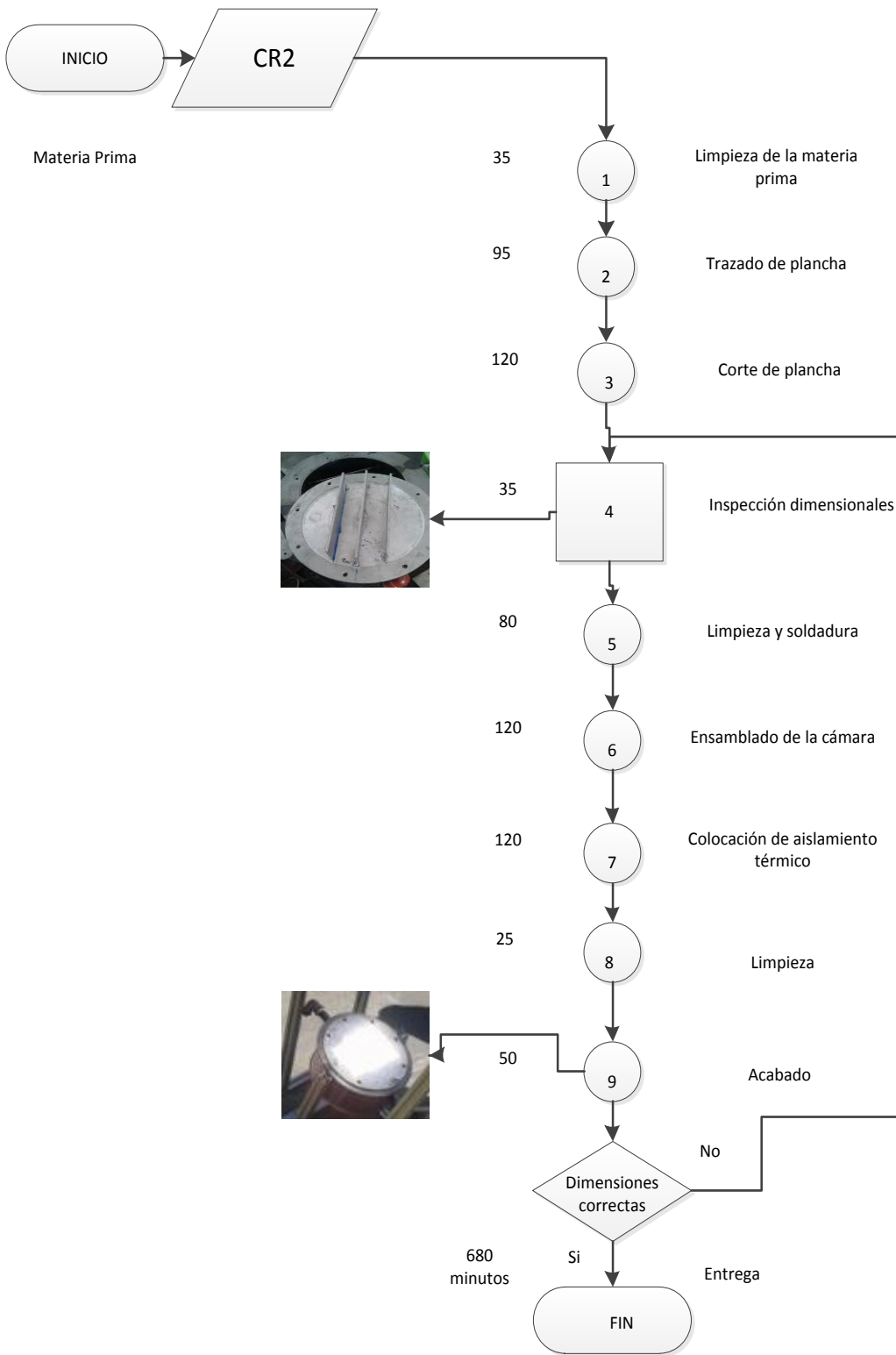
Descripción		Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Inspección de las medidas		15	25	1 persona
Mecanizado Corona		18	540	Fresadora
Transporte de área acabado		20	15	
Lijado		N/A	60	1 persona
Verificación de medidas adecuadas		10	15	1 persona
Acabados superficiales		10	45	2 personas
Inspección de producto terminado		15	20	Verificar las tolerancias

4.1.3 CÁMARAS DE REACCIÓN








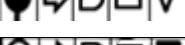
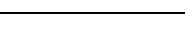
4.1.3.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES



CÁMARA DE REACCIÓN
PARA LÍQUIDOS








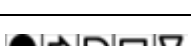
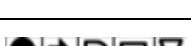












4.1.3.2 DIAGRAMA DE PROCESOS

		DIAGRAMA DE PROCESOS			
		CÁMARA DE REACCIÓN PARA FLUIDOS			
Fecha de Realización		24/01/2015	Ficha Número 1		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	680	685	-5
Ensamble		Transporte	17	15	-2
Tipo de Diagnóstico	Material X	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual X	Almacenamiento	40	35	0
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	737	735	-7
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	10	Recepción de materia prima
Corte y soldadura			15	120	Soldadura TIG
Acabado corte-soldadura			30	30	Entre 2 personas
Limpiar			20	10	1 persona
Transporte de soldadura a zona de acabado			25	20	3 personas
Inspección de medidas			N/A	45	1 persona
Almacenamiento de piezas base			20	10	1 persona



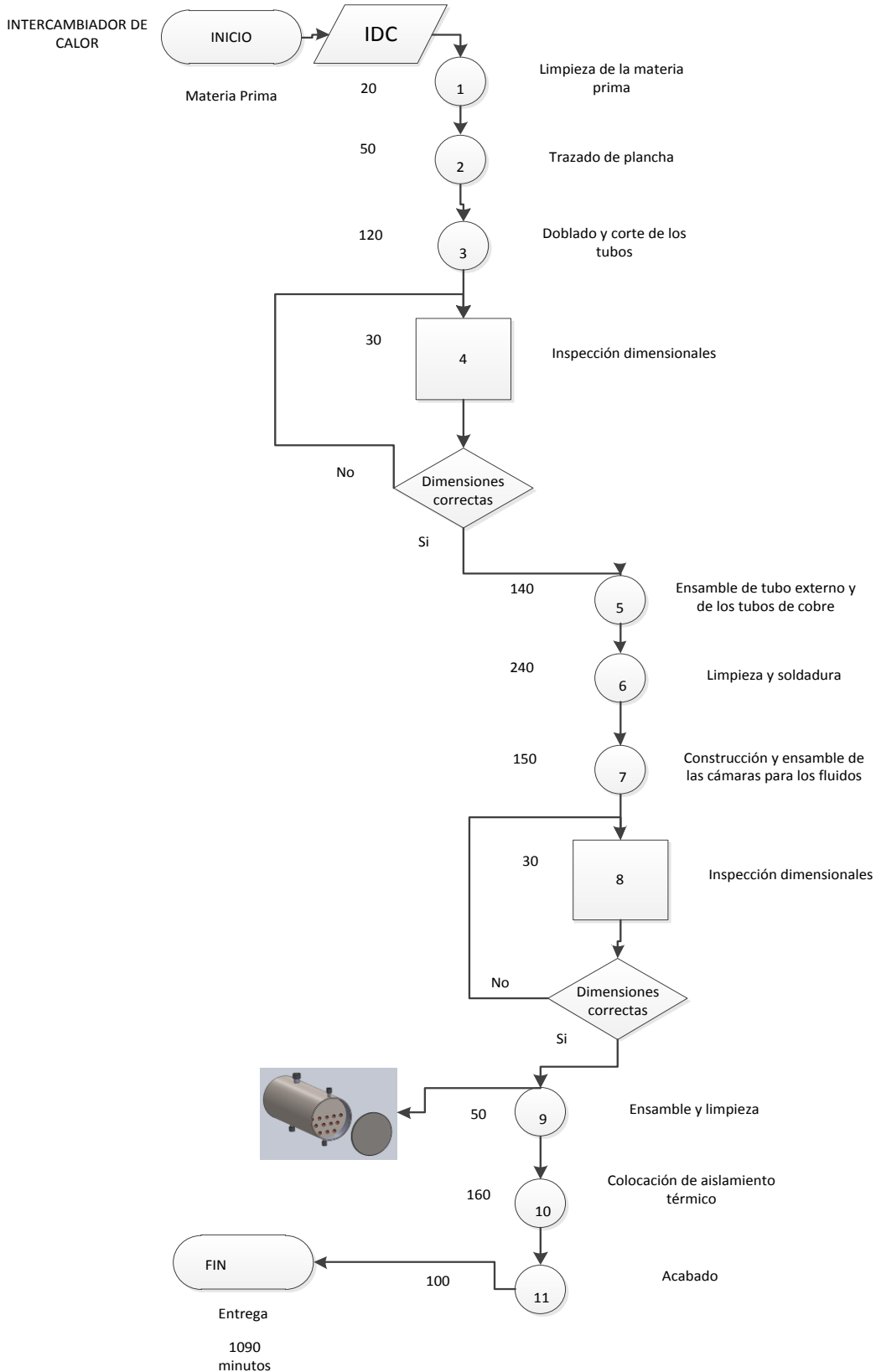
Continua

Descripción		Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Transporte a sección de corte		15	45	
Corte, fresado y ranurado		18	120	Torno CNC, fresadora
Ensamblaje de recubrimiento aislante		N/A	60	2 personas
Transporte de área acabado		20	15	
Ensamblar de forma completa		20	140	2 personas
Acabado de la cámara de reacción		N/A	20	
Verificación de medidas adecuadas		10	15	
Inspección de producto terminado		15	20	Verificar las tolerancias

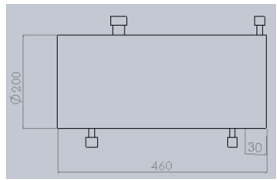







		DIAGRAMA DE PROCESOS			
		CÁMARA DE REACCIÓN PARA SÓLIDOS			
Fecha de Realización		25/01/2015	Ficha Número 2		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	490	497	-7
Ensamble		Transporte	17	15	-2
Tipo de Diagnóstico	Material X	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual X	Almacenamiento	38	35	0
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	545	547	-9
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	40	Recepción de materia prima
Corte y soldadura			15	120	Soldadura SMAW
Acabado corte-soldadura			30	120	Entre 2 personas
Limpiar			20	45	1 persona
Transporte de soldadura a zona de acabado			25	20	3 personas
Inspección de medidas			N/A	45	1 persona
Almacenamiento de cámara			20	80	1 persona
Inspección de producto term.			15	20	Verificar las tolr.

4.1.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR









4.1.4.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES



4.1.4.2 DIAGRAMA DE PROCESOS

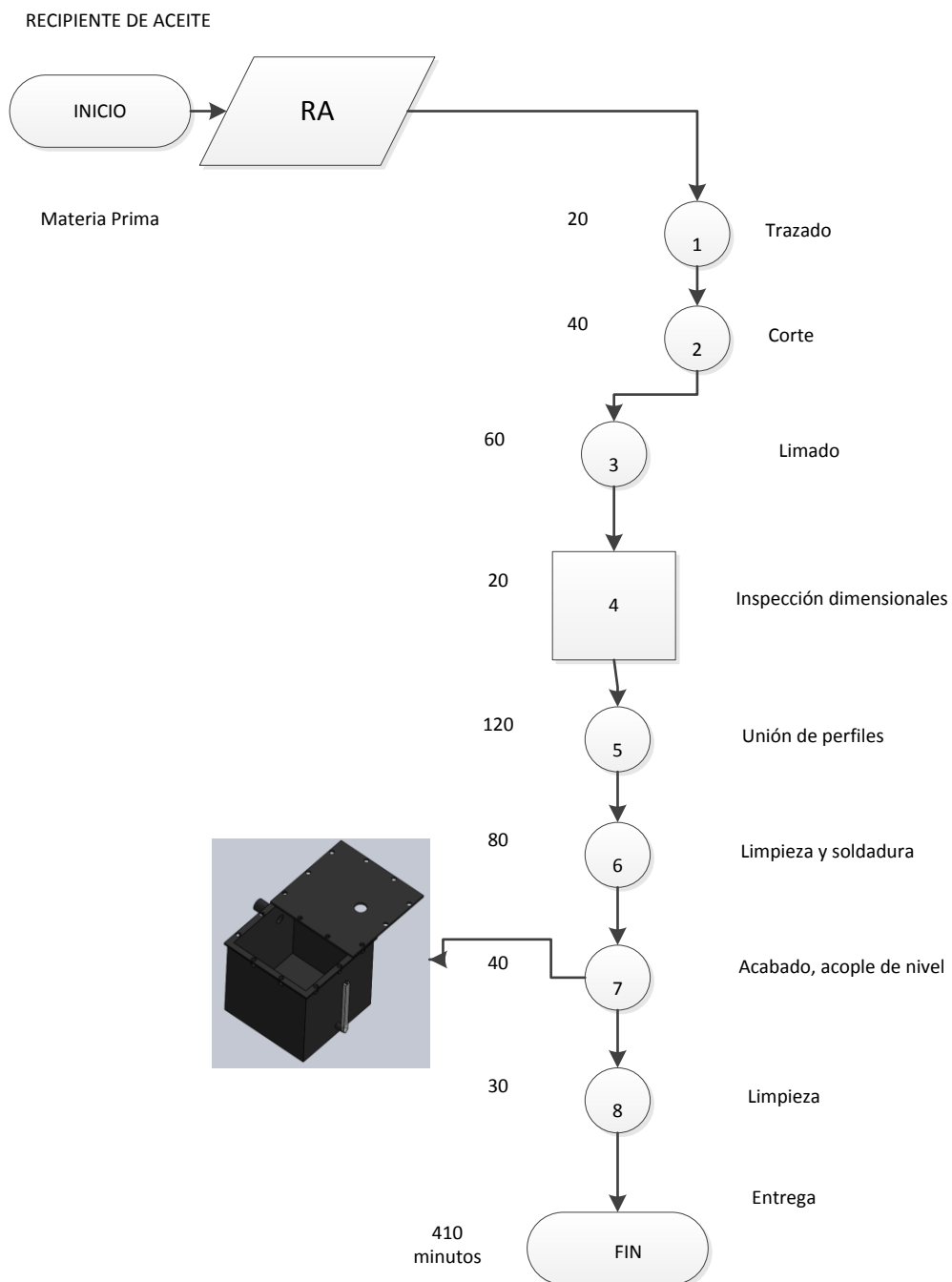
		DIAGRAMA DE PROCESOS			
		INTERCAMBIADOR DE CALOR			
Fecha de Realización		25/01/2015	Ficha Número 3		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	2010	2019	-9
Ensamble		Transporte	25	20	0
Tipo de Diagnóstico	Material X	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual X	Almacenamiento	80	70	0
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	2115	2109	-9
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	30	Recepción de materia prima
Corte y soldadura			15	240	Soldadura SMAW, Por Gas
Acabado corte-soldadura			30	120	Entre 2 personas
Limpiar			20	30	1 persona
Inspección de medidas			N/A	45	1 persona
Almacenamiento de piezas base			20	240	1 persona

 Continua

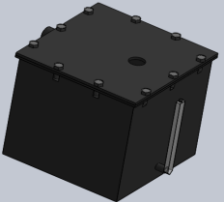









Transporte a sección de corte		15	20	
Descripción		Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Ensamblaje de recubrimiento aislante		N/A	100	2 personas
Transporte de área acabado		20	15	1 persona
Ensamblar de forma completa		20	120	2 personas
Acabado de Intercambiador de calor		N/A	40	2 personas
Verificación de medidas adecuadas		10	15	
Inspección de producto terminado		15	20	Verificar las tolerancias

4.1.5 RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE

4.1.5.1 DIAGRAMA DE OPERACIONES



4.1.5.2 DIAGRAMA DE PROCESOS

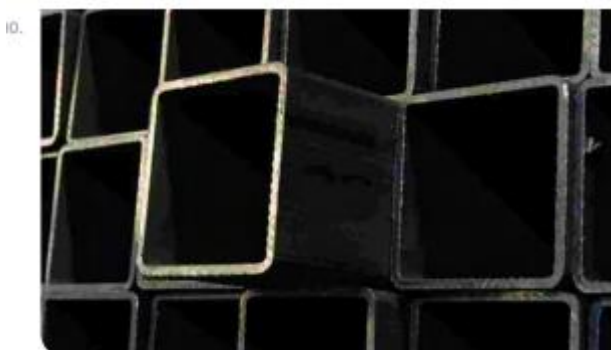
		DIAGRAMA DE PROCESOS			
		RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE			
Fecha de Realización		25/01/2015	Ficha Número 4		
Diagrama No		Pág. 1 de 1	Resumen		
Proceso		Actividad	Actual	Propuesto	Economía
Elaboración de la cámara de reacción para fluidos			Tiempo (min)	Tiempo (min)	Tiempo
Actividad		Operación	420	428	-8
Ensamble		Transporte	17	15	-2
Tipo de Diagnóstico	Material X	Espera	0	0	0
	Operario	Inspección	0	0	0
Método	Actual X	Almacenamiento	48	50	0
Área/Sección	Planta de proceso	Tiempo Total	485	493	-10
Elaborado: Román L, Naranjo C					
Descripción			Distri(ft)	Tiempo(min)	Observaciones
Recepción de Materiales			N/A	40	Recepción de materia prima
Corte y soldadura de perfiles			15	120	Soldadura SMAW
Acabado , taladrado			30	60	Entre 1 persona
Limpiar			20	30	1 persona
Transporte de soldadura a zona de acabado			25	10	1 persona
Inspección de medidas			N/A	30	1 persona
Acople de nivel, motor y bomba			20	200	3 personas
Inspección de producto terminado			15	40	Verificar las tol.

4.2 MATERIALES

Describimos las partes del concentrador solar tipo lente de Fresnel con mecanismo biaxial y sus partes a continuación:

4.2.1 ESTRUCTURA BASE

La estructura base está constituida en su totalidad con Perfiles cuadrados de Acero, A42, de dimensione, 40x 40 con 2 mm de espesor, cubiertos por una capa de pintura para evitar temas de corrosión ya que nuestro equipo va a trabajar en la intemperie.



Fuente: <http://www.arquitecturaenacero.org/>

Tabla 12

Propiedades Perfil Cuadrado 40x40x2

DESIGNACION	PESO	ESPESOR	AREA	INERCIA
TUBO CUADRADO	Kg/m	mm	cm ²	cm ⁴
40x40x2	2,31	2,00	2,94	6,94

Fuente: Catálogo Duracero/2014

4.2.2 MECANISMO BIAxIAL

En el mecanismo interactúan muchos elementos, por ende hay varios materiales que intervienen en el mecanismo así:

En los ejes en donde se asientan el tornillo sinfín y la Corona se utilizó un acero AISI 1018, el mismo que se lo utilizó acorde a las cargas y a las propiedades mecánicas del material así tenemos:

Tabla 13

Propiedades Mecánicas Acero AISI 1018

DESIGNACION	PROCESAMIENTO	Su	Sy	Elongación	Reducción de Área	Dureza
ACERO		Mpa	Mpa	En 2 pulg		Brinell
AISI 1018	CD	500	2,35	25	50	156

Fuente: DEM. SHIGLEY, Apéndice A

Para la Fabricación del Tornillo sinfín y la corona se utilizó un Acero Bonificado V320, debido a la constante fricción a la que se encuentran y a las cargas a las cuales se va a encontrar sometido, que posee las siguientes características:

V320

Acero para construcción mecánica bonificado. Utilizando aceros aleados es posible fabricar piezas de gran espesor, con resistencia muy elevadas en el interior de las mismas. En elementos de máquinas y motores se llegan a alcanzar grandes durezas con gran tenacidad.

Composición Química

Tabla 14

Propiedades Mecánicas Acero V320

DESIGNACION	C	SI	Mn	P	S	Cr	Mo
ACERO							
V320	0.38-0.45	<10.40	0.60- 0.90	0.035	0.035	0.90- 1.20	0.15 - 0.30

Fuente: Catalogo, Bohler 2014

PROPIEDADES MECANICAS

- Altas propiedades de Tenacidad
- Gracias a su contenido de Mo es insensible a la fragilidad por revenido.
- Buena maquinabilidad
- Templable superficialmente.
- Alta resistencia.

APLICACIONES

- Cañones para escopetas de caza.
- Partes y piezas en la fabricación de vehículos: cajas de cambio, moto reductores y motores.
- Repuestos de maquinaria.

4.2.3 CÁMARAS DE REACCIÓN

La cámara de reacción para sólidos está construida la parte interna con Acero A36 ya que este acero adquiere calor, después es recubierta con aislante de lana de vidrio de 5 cm de espesor para evitar la pérdida del calor ganado y recubierta con aluminio galvanizado de espesor de 2 mm; la tubería de entrada y salida de la cámara es acero AISI 302 de 1/2".

Finalmente la tapa de la cámara es de aluminio de un espesor de 4 mm, esta tapa se encuentra pintado de un color negro mata sin brillo para facilitar la absorción de la radiación solar.

Tabla 15

Propiedades del acero A36

Recubrimiento	Dimensiones	Espesor	Calidad de acero
Negro-Galvanizado	Diámetro:200mm Largo:60mm	3 mm	JIS 6 132 SPHT-1 ASTMA569

Fuente: Román L, Naranjo C; 2015

Tabla 16

Propiedades Mecánicas Acero AISI 302

Espesor	Elongación 2''(%)	Resistencia de cedencia (0.02%)	Resistencia a la tensión
½"	35 min	55 Ksi min (380 Mpa min)	55 Ksi min (310 Mpa min)

Fuente: (Desensa-Ecuador)

Tabla 17

Propiedades de la aislante térmica lana de vidrio

Conductividad térmica (W/mK)	Formato	Rango de temperatura (°C)	Dimensiones
0.03-0.05	Panel	0-150	Alto: 1,2 m Ancho: 1,8 m Espesor: 50 mm

Fuente: (www.aislacom.com.ar)

4.2.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor se encuentra construido de Acero PE de un tubo de 200mm de diámetro y longitud de 400mm con espesor de 3mm.

En el interior del cilindro se colocaron 12 tubos de cobre Tipo M de ¾" en la parte inferior. Finalmente es recubierto con aislante de lana de

vidrio de 5 cm de espesor para evitar la pérdida del calor ganado y recubierta con aluminio galvanizado de espesor de 2 mm; la tubería de entrada y salida de la cámara es acero AISI 302 de ½”.

Tabla 18

Propiedades del Cobre Tipo M

Conductividad térmica (W/mK)	Formato	Rango de Presión (PSI)	Dimensiones	Velocidad del fluido (m/seg)
372	Tubos	448	Diámetro: ¾” Largo: 6 m Espesor de pared: 0.81 mm	0-3

Fuente: Román L, Naranjo C; 2015

4.2.5 RECIPIENTE DE ACEITE

El material que se usó para el recipiente de Aceite es el A36 color negro galvanizado, son 6 placas de 200mm × 200mm de espesor de 4mm que se unen mediante soldadura SMAW con electrodo E7018-SR. La tubería de entrada y salida de recipiente es AISI 302 de ½”.






4.3 IMPLEMENTACIÓN DE ENSAYOS TÉRMICOS

Se realizaran las pruebas del concentrador solar tipo lente de Fresnel, con las cámaras de reacción durante 15, desde las 10:30 am a 3 pm en intervalos de 10 minutos, debido a que la mayor irradiación en el día se encuentra a ese rango de tiempo.

4.3.1 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN


Tabla 19


Instrumentos de medición

INSTRUMENTO	CARACTERÍSTICAS
	<p>Nombre: Termómetro bimetalico de temperatura Rango: 0°C a 150°C Descripción: Este sensor se usa para la medición de la temperatura del aceite Oil 10.</p>
	<p>Nombre: Sensor de Temperatura Rango: 0°C a 150°C Descripción: Este sensor se usa para la medición de la temperatura ambiente.</p>
	<p>Nombre: Infrader Thermometer Rango: Max. Output 1mW, Class II Easer Product. 130 a 160 nm. Descripción: Este termómetro se usa para la medición de la temperatura de la placa de la cámara de reacción para fluidos mediante laser.</p>
	<p>Nombre: Termómetro digital con cable sensor de temperatura Rango: 0°C a 80°C Descripción: Esta termómetro se usa para la medición de la temperatura del agua en el intercambiador de calor.</p>
	<p>Nombre: Pirheliómetro (actinómetro) Rango: 0 a 2000 W / m² Descripción: Es un medidor de la radiación solar directa.</p>

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

4.3.2 FORMATO DE TABLA DE DATOS

 CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL HOJA DE DATOS CÁMARA DE REACCIÓN PARA FLUIDOS							
LUGAR:		FECHA:			ENSAYO:		
TOMADO POR:							
Orden	Hora	Tiempo (m)	T.aceite (°C)	T.agua (°C)	I_H ($\frac{W}{m^2}$)	T.amb. (°C)	T.placa (°C)
1							
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							

 CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL HOJA DE DATOS CÁMARA DE REACCIÓN PARA SÓLIDOS					
LUGAR:		FECHA:		ENSAYO:	
TOMADO POR:					
Orden	Hora	Tiempo (m)	I_H $\left(\frac{W}{m^2}\right)$	T. amb. (°C)	T. Superficie (°C)
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					

4.3.3 PRUEBAS Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS

Ejemplo de cálculo para la determinación de la eficiencia del colector solar lente de Fresnel:

CONCENTRADOR SOLAR TIPO LENTE DE FRESNEL CÁMARA DE REACCIÓN FLUIDOS								
LUGAR: ESPE(Sangolquí)			FECHA: 2015-02-03			ENSAYO: 10		
TOMADO POR: Luis Román; Carlos Naranjo								
Orden	Hora	Tiempo (min)	TSaceite (°C)	Tagua (°C)	IH (W/m ²)	Tambiente (°C)	Tplaca (°C)	(TSaceite - Tamb.)/IH (m ² °C/W)
1	10:30	0	32	21,8	830	24,1	34,7	0,009518072
2	10:40	10	34	22,8	860	23,7	72,4	0,011976744
3	10:50	20	36	23,4	860	24,5	90	0,013372093
4	11:00	30	40	25,3	890	24,5	87,5	0,01741573
5	11:10	40	42	27,3	870	24,7	91,1	0,019885057
6	11:20	50	44	29,2	910	24,4	99,5	0,021538462
7	11:30	60	45	30,7	940	24,8	103	0,021489362
8	11:40	70	48	32,1	930	25,3	98,8	0,024408602
9	11:50	80	49	33,9	950	26,5	86	0,023684211
10	12:00	90	50	35,1	970	26,6	94,1	0,024123711
11	12:10	100	52	37,3	940	26,1	92,7	0,027553191
12	12:20	110	53	39,8	960	26,7	92,4	0,027395833
13	12:30	120	54	42,5	1095	27,4	97,4	0,024292237
14	12:40	130	55	44,9	960	26,7	84,9	0,029479167
15	12:50	140	57	46,8	944	27,1	89,1	0,031673729
16	13:00	150	58	47,6	1095	29,2	90,6	0,02630137
17	13:10	160	59	49,5	1096	31,1	93,5	0,025456204
18	13:20	170	60	50	980	29,2	95,1	0,031428571
19	13:30	180	61	51,1	950	29,2	92	0,033473684
20	13:40	190	62	52,6	930	34,1	92,6	0,03
21	13:50	200	63	53	915	32	92,2	0,033879781
22	14:00	210	64	53,8	840	29,5	89	0,041071429
23	14:10	220	64	54,7	890	29,6	92,5	0,038651685
24	14:20	230	65	55,8	870	29,1	89	0,041264368
25	14:30	240	65	56,3	850	29,9	92,2	0,041294118
26	14:40	250	63	57,1	930	29,4	90,1	0,036129032
27	14:50	260	63	57,2	834	28,4	80,6	0,041486811
28	15:00	270	64	57,7	890	29,2	94,4	0,039101124
29	15:10	280	60	58,3	250	28,2	73,7	0,1272
30	15:20	290	58	58,2	300	27,5	55,6	0,101666667

Tabla 20

Datos promedio del Ensayo 10

Taceite (°C)	Tagua (°C)	IH (W/m ²)	Tambiente (°C)	Tplaca (°C)	(Ts-Ta)/I
Promedio	Promedio	Promedio	Promedio	Promedio	Promedio
54	43,52666667	884,3	27,62333333	87,55666667	0,033873702

Comenzamos determinando la Eficiencia Óptica

$$\eta_o = Pr * \tau * \alpha * \gamma_1 * F * ft$$

Dónde:

η_o : Eficiencia óptica (%),

$$Pr = 0.75-0.85$$

$$\gamma_1 = 0.9$$

$$F = 0.9$$

$$\tau = 0.9-0.95$$

$$ft = 0.95$$

$$\alpha = 0.9-0.95$$

$$\eta_o = 0.85 * 0.9 * 0.9 * 0.9 * 0.9 * 0.95 = 0.529 = \mathbf{52.9\%}$$

El área del lente de Fresnel

$$Aa = L * a$$

$$Aa = 111 * 78 = 8580 \text{ cm}^2 = \mathbf{0.858m^2}$$

El área del haz de radiación

$$A_r = L_r * a_r$$

$$A_r = 12 \text{ cm} * 8 \text{ cm} = 96 \text{ cm}^2 = 9.6 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculamos el calor absorbido

$$q_{abs} = \eta_o * A_a * I$$

$$q_{abs} = 0.529 * 0.858 \text{ m}^2 * 884,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 401,368 \text{ W}$$

401,368 W es el calor absorbido por el Lente de Fresnel

Determinamos la temperatura media

$$T_m = \frac{T_a + T_s}{2}$$

T_a : Temperatura ambiente (°k)

$$T_a = 27,62^\circ\text{C} + 273 = 300,62^\circ\text{k}$$

T_s : Temperatura superficial (°k).

$$T_s = 87,56^\circ\text{C} + 273 = 360,56^\circ\text{k}$$

Por lo tanto la temperatura media es:

$$T_m = \frac{(300,62 + 360,56)^\circ\text{K}}{2} = 330,59^\circ\text{K}$$

La ϵ_a emisividad de la placa absorbente es de 0,09, en nuestro proyecto el material de la placa cubierta es el aluminio.

Determinamos el coeficiente de transferencia por radiación

$$h_R = 4\varepsilon_a \sigma T m^3 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$h_R = 4(0.09) \left(5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right) (330,59^\circ K)^3 = \mathbf{0,737} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Calculamos el coeficiente de transferencia por convección. La velocidad del viento se encuentra considerada para nuestro medio de 1.2 m/s.

$$hc = 2.8 + 3V_{viento}$$

$$hc = 2.8 + 3 \left(1.2 \frac{m}{s} \right) = \mathbf{6.4} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Calculamos el coeficiente de transferencia por convección flujo externo

$$h_o = h_c + h_r$$

$$h_o = (6.4 + 0,737) \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$h_o = \mathbf{97,137} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Determinamos la temperatura referencial

Temperatura interna de la cámara $T\alpha=54^\circ C$

$$Ts2 := (1.8 \cdot Ts) + 32 = 189.608 \text{ } ^\circ C$$

$$T\alpha2 := (1.8 \cdot T\alpha) + 32 = 129.2 \text{ } ^\circ C$$

$$Tref := Ts2 + 0.38(T\alpha2 - Ts2) = 166.653 \text{ } ^\circ F$$

$$Tref1 := \frac{(Tref - 32)}{1.8} = 74.81 \text{ } ^\circ C$$

Con la temperatura referencial (T_{Ref}), determinamos el coeficiente de expansión volumétrico expresado a través de la capa límite.

Tomamos los datos de las densidades a su respectiva temperatura (véase tabla 11).

$\rho \left(\frac{lbm}{pie^3} \right)$	$T(^{\circ}C)$
54,69	40
X	54
53,94	60

$$\rho_{\alpha} := x \cdot (1.601846 \cdot 10^1) = 867.64$$

$$\rho_{T_{\infty}} = \rho_{54^{\circ}C} = 867,64 \frac{kg}{m^3}$$

$\rho \left(\frac{lbm}{pie^3} \right)$	$T(^{\circ}C)$
53,94	60
X	74,81
53,19	80

$$\rho_{Ref} := x \cdot (1.601846 \cdot 10^1) = 855.139$$

$$\rho_{T_{Ref}} = \rho_{74,81^{\circ}C} = 855.139 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto

$$\beta = \rho_{T\alpha} \left(\frac{1}{T_{Ref}} - \frac{1}{T_{\alpha}} \right)$$

$$\beta := \rho_{\alpha} \left(\frac{1}{\rho_{Ref}} - \frac{1}{\rho_{\alpha}} \right) = 7.025 \times 10^{-4}$$

$$\beta = 7.025 \times 10^{-4} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$$

La viscosidad cinemática a la temperatura referencial

$\rho \left(\frac{\text{pie}^2}{\text{seg}} \right)$	$T (^{\circ}\text{C})$
0.903×10^{-3}	60
X	74,81
0.404×10^{-3}	80

$$\gamma_{Tref} := x(9.290304 \cdot 10^{-2}) = 4.956 \times 10^{-5}$$

$$\gamma_{Ref} = \gamma_{74,81} = 4.956 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

Calculamos el número de Grashof, se considera todas las propiedades constantes a la temperatura de película o a la temperatura de referencia.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})b^3}{\gamma^2}$$

Dónde:

β : Coeficiente de expansión volumétrica,

$$g : 9.8 \frac{m}{s^2},$$

T_s : Temperatura superficial de la cámara de reacción,

T_∞ : Temperatura del interior de la cámara de reacción,

γ : Viscosidad de la temperatura referencial,

b : Altura de la cámara de reacción (H).

Por lo tanto el número de Grashof es:

$$Gr := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot b_{\text{cámara}}^3}{\gamma_{T_{\text{ref}}}^2} = 2.032 \times 10^4$$

$$Gr = 2.032 \times 10^4$$

Las siguientes propiedades obtenemos a la temperatura referencial (véase Tabla 11).

$$\text{Número de Prandtl } Pr_{74,81^\circ C} = 635,32$$

$$\text{Coeficiente de Conducción } K_{74,81^\circ C} = 0.139 \frac{W}{m^\circ K}$$

Cálculo el coeficiente de convección interna por convección natural

$$\frac{\bar{h}iD}{K} = (0.55)(GrPr)^{\frac{1}{4}}$$

$$\frac{\bar{h}i(0.194m)}{0.139 \frac{W}{m^\circ K}} = (0.55)[(2.032 \times 10^4)(635,32)]^{\frac{1}{4}}$$

$$\bar{h}i = 23,59 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor con respecto a la cámara de reacción.

El coeficiente global de transferencia de calor, para paredes planas.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{L_p}{K} + \frac{1}{h_i}}$$

Dónde:

L_p : Espesor de la placa de cubierta de la cámara de reacción (m)

El coeficiente de conductividad térmica es el del aluminio:

$$K_{aluminio} = 209.3 \frac{W}{m \cdot K}$$

Por lo tanto

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7,137 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0.003m}{209.3 \frac{W}{m \cdot K}} + \frac{1}{23,59 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 5,479 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Calculamos el calor útil ($q_{\text{útil}}$)

$$q_{\text{útil}} = q_{\text{abs}} - q_{\text{perdido}}$$

$$q_{\text{útil}} = q_{\text{abs}} - U(T_c - T_a)\Delta_r$$

Dónde:

q_{abs} : Calor absorbido por el lente de Fresnel

U : Coeficiente Global de transferencia de calor,

T_c : Temperatura de la placa cubierta de la cámara de reacción (°K),

T_a : Temperatura ambiente (°K),

Δr : Área del haz de radiación

Por lo tanto

$$q_{\text{útil}} = 401,368W - 5,479 \frac{W}{m^2 \cdot K} (87,56 - 22)^\circ K (9,6 \times 10^{-3} m^2)$$

$$q_{\text{útil}} = 398.215 W$$

El sistema se cumple cuando la eficiencia óptica η_o es mayor a la eficiencia instantánea η_c

Calculamos la eficiencia instantánea, de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{qu}{I \cdot Aa}$$

Por lo tanto

$$\eta_c = \frac{398,215W}{884,3 \frac{W}{m^2} \times 0,858m^2} \times 100\%$$

$$\eta_c = 52.48\%$$

El sistema cumple $\eta_o > \eta_c \leftrightarrow 52.9\% > 52,48$

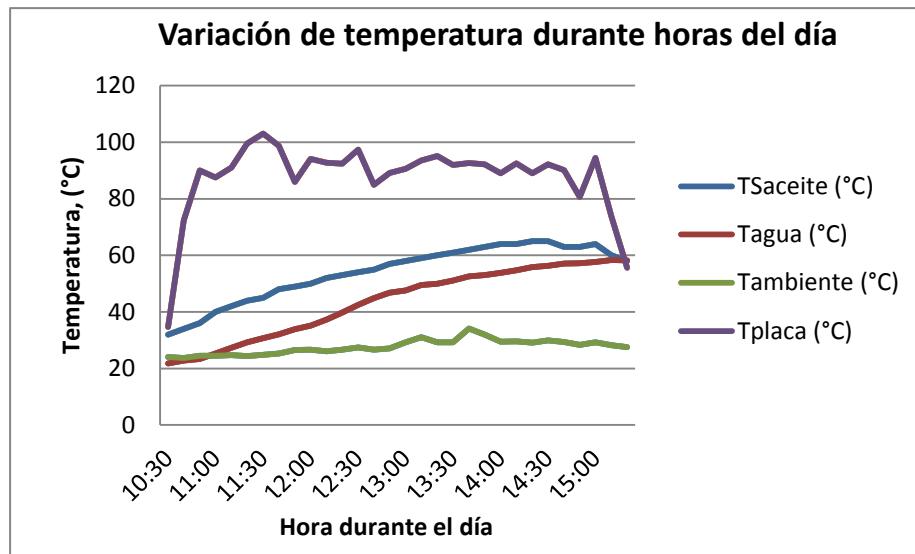


Figura 62 Variación de temperatura vs tiempo del día 10

De acuerdo a la (**Figura 62**) variación de temperatura vs hora del día de ensayo número 10 que se realizó el 3 de Febrero del 2015. Observamos que el colector incrementa la temperatura de la placa absorbente hasta una temperatura máxima de 103°C, por lo cual la del aceite llega a un pico máximo de 65°C en un tiempo de 290 min, de igual manera la temperatura ambiente alcanzó un pico máximo de 34,1 °C con un promedio de 27,62°C. En el intercambiador de calor el agua alcanzó un pico máximo de 58,3 °C observando que la temperatura de entrada incrementa de 21,8 °C hasta 58,3 °C.

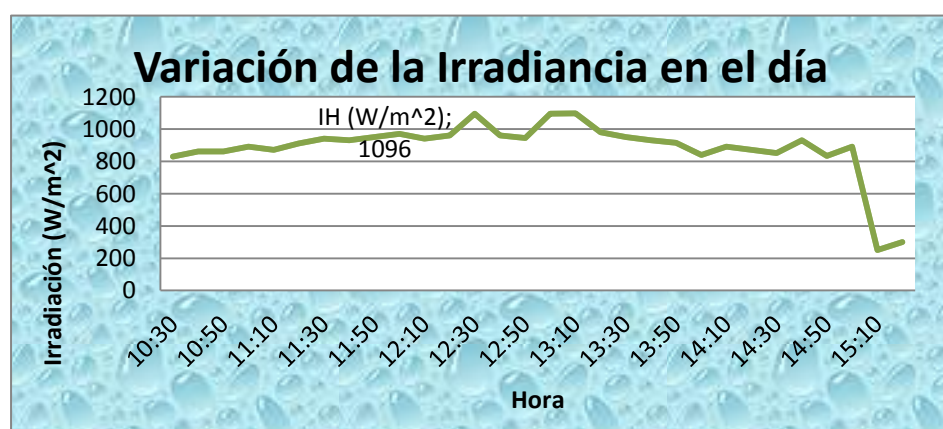


Figura 63 Variación de la Irradiancia durante el día de ensayo número 10

De acuerdo a la **(Figura 63)** Variación de la Irradiancia durante el día de ensayo número 10, se observa que tiene un pico máximo de 1096 (W/m^2), un mínimo de 250 (W/m^2) y un promedio 884,3 (W/m^2).

Tabla 21 Eficiencia promedio del colector solar tipo lente de Fresnel durante los días de prueba.

Día	Taceite °C	Tagua °C	Tamb. °C	I (W/m^2)	Qu (W)	n %	Ts-Ta/I (m^2C/w)
1	45,21	36,9	25,85	841,76	379,285	52,36	0,024903868
2	43,16	42,9	25,97	746,53	336,662	52,28	0,024726738
3	39,11	36,6	27,63	580,42	261,839	52,13	0,02389063
4	48,74	48,6	25,67	773,26	348,45	52,3	0,043097668
5	39,77	40,3	26,34	674,41	304,187	52,21	0,02148847
6	44,05	45,5	25,25	707,8	319,195	52,26	0,036816798
7	39,32	36,3	27,93	603,58	272,516	52,11	0,021702858
8	38,42	36,2	28,12	616	278,438	52,28	0,021481058
9	47,65	48,4	25,86	762,5	343,734	52,3	0,036115442
10	54	58,3	27,62	884,3	398,215	52,48	0,033873702
11	44,58	44,5	27,12	699,24	315,526	52,27	0,029998714
12	39,89	45,6	26,46	556,45	251,282	52,16	0,029378935
13	44,29	45,1	26,21	690,786	311,583	52,23	0,040061349
14	30,22	24,2	19,85	483,56	218,791	52,22	0,030088106
15	44,85	47,4	25,31	738,619	332,976	52,31	0,034025545
Promedio	42,884	42,45333333	26,07933333	690,6143333	311,5119333	52,26	0,030109992

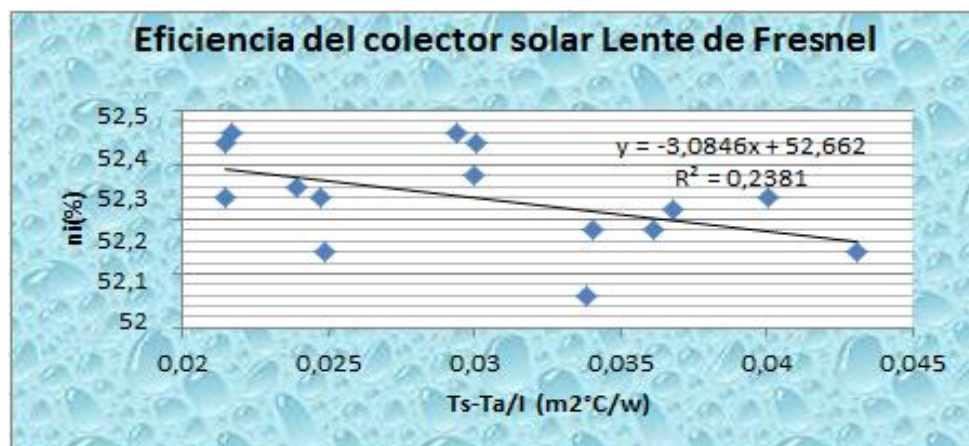


Figura 64 Rendimiento del CS Fresnel período de prueba 15 días

De acuerdo a la **(Figura 64)** Rendimiento del concentrador solar tipo Lente de Fresnel se observa que tiene una pendiente decreciente debido a la incidencia de temperatura en la cámara de reacción en este caso del fluido caliente que es el aceite liviano Spindura Oil 10, la dispersión de los puntos en la gráfica se debe a la variación de la irradiación (I), y la variación de las temperaturas ya que depende de estas.

La eficiencia del colector se la describe con la siguiente ecuación:

$$y = -3,0846x + 52,662$$

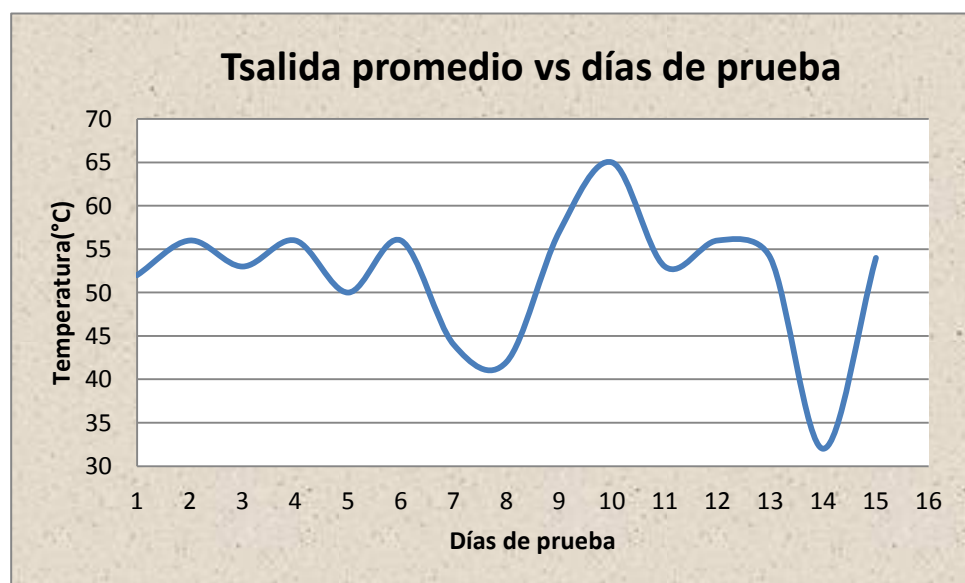


Figura 65 Variación de la temperatura en los días de prueba

En la **(Figura 65)** Variación de la temperatura en los días de prueba, se observa que el pico mayor fue en el día 10 donde la temperatura fue de 65°C para el aceite Spindura Oil 10, el pico más bajo fue en el día 14 con una temperatura de 32°C, esto se debió a las condiciones climáticas que no fueron favorables donde se presentaron lloviznas.

Tabla 22 Eficiencia promedio del Intercambiador de calor durante los días de prueba.

Día	Tentrada-agua(°C)	Tsalida-agua(°C)	Tentrada-aceite (°C)	Tsalida-aceite (°C)	Qu	n%-Interc. C.
1	32,29	36,9	31	52	379,285	23%
2	35,07	42,9	31,6	56	336,662	37%
3	31,15	36,6	28	53	261,839	25%
4	38,27	48,6	26	56	348,45	58%
5	31,47	40,3	21	50	304,187	48%
6	35,26	45,5	30	56	319,195	49%
7	31,54	36,3	29	44	272,516	38%
8	27,5	36,2	32	42	278,438	60%
9	38,53	48,4	32	57	343,734	53%
10	43,53	58,3	32	65	398,215	69%
11	37,13	44,5	32	53	315,526	46%
12	31,8	45,6	32	56	251,282	57%
13	37	45,1	32,6	54	311,583	48%
14	22,87	24,2	29	32	218,791	15%
15	36	47,4	30	54	332,976	63%
Promedio	33,96066667	42,45333333	29,88	52	311,5119333	46%

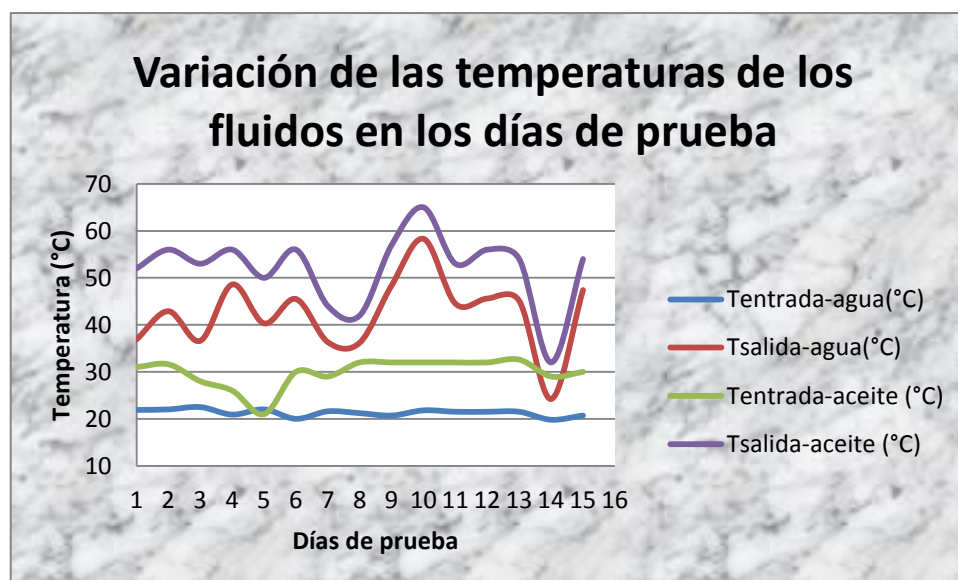


Figura 66 Variación de las temperaturas de los fluidos en los días de prueba

De acuerdo a la **(Figura 66)** Variación de las temperaturas de los fluidos en los días de prueba, se puede observar que las mayores temperaturas se obtuvieron en el día 10, temperatura máxima del fluido caliente el cual es el aceite Oil 10 es de 65°C con una temperatura promedio de 52°C , del agua que es el fluido frío obtiene una temperatura de $58,3^{\circ}\text{C}$ con una temperatura promedio de $42,45^{\circ}\text{C}$ y un calor útil promedio de $311,51\text{ W}$ para el intercambiador de calor.

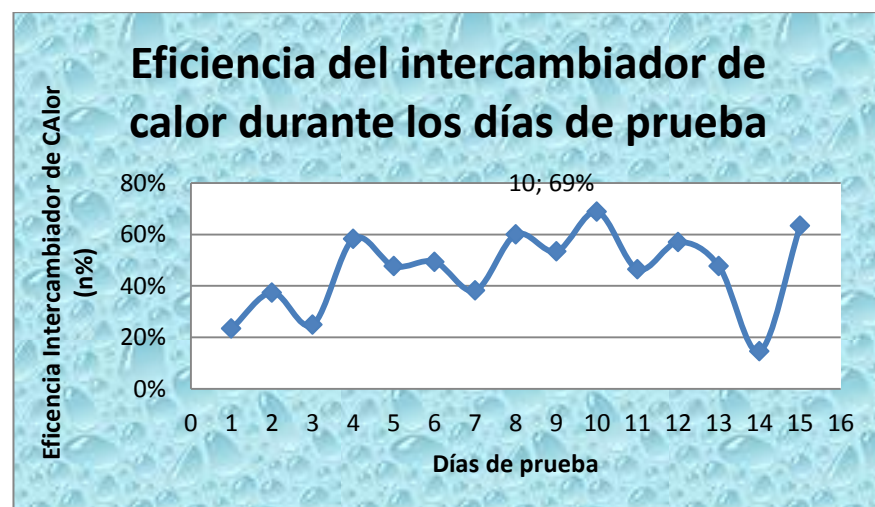


Figura 67 Rendimiento del Intercambiador de calor durante los días de prueba

De acuerdo a la **(Figura 67)** Rendimiento del Intercambiador de calor durante los días de prueba, se puede observar el pico mayor es el día de prueba número 10 con una eficiencia del 69% con una temperatura máxima del agua de $58,3\%$, y el pico menor se refiere al día 14 con una eficiencia del 15% con una temperatura máxima del agua de 32°C esto se debe a la dependencia de las temperaturas y factores climáticos que no fueron favorables.

De acuerdo a estos análisis el mejor día de pruebas fue el ensayo número 10 que sucedió el 3 de Febrero del 2015, esto se debe a buenas condiciones climáticas con una Irradiancia máxima de 1096 W/m^2 , en

un tiempo de luz solar directa de 290 min se llegó a obtener 65 °C para el fluido caliente aceite Oil 10 y 58,3°C para el agua con una eficiencia del Concentrador Solar tipo lente de Fresnel de 52,48% y del intercambiador de 69%.

4.3.4 VALIDACIÓN DE RESULTADOS

Para poder validar los resultados obtenidos, se realizó un análisis de la geometría, comparando las gráficas de la eficiencia para los colectores solares en este caso Lente de Fresnel, de acuerdo a lo descrito en la norma NTE INEN 2 507:2009 (RENDIMIENTO TERMICO DE COLECTORES SOLARES EN SISTEMAS DE CALENTAMIENTO), en el artículo 7.1.1.5 (Ensayos de rendimiento térmico) “Para determinar la eficiencia instantánea del colector solar y garantizar su comportamiento, se debe obtener una representación semejante a la curva de eficiencia, como se indica en la **(Figura 68)** Curvas de eficiencia térmica. Para ello se debe tomar valores de radiación incidente, temperatura ambiente, y de temperaturas del fluido a calentarse.

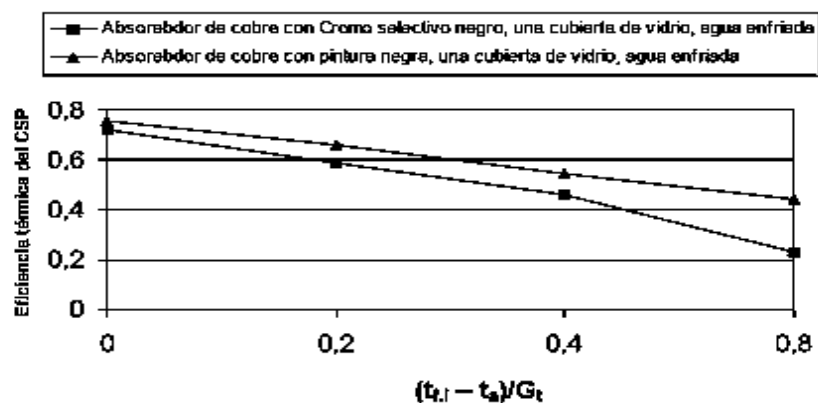


Figura 68 Curvas de eficiencia térmica del colector solar (507:2009)

En el capítulo 3 que se refiere al diseño se obtuvo una eficiencia óptica del concentrador solar tipo lente de Fresnel de 52,9%, y una eficiencia del colector del 52,63%, con una radiación promedio de 843 (W/m²) para obtener un calor útil de 371,098 (W).

Después del análisis del sistema del colector solar con respecto a los días de prueba expuesto al ambiente, la eficiencia promedio que se obtuvo fue del 52,26 % con una radiación promedio de 676,9 (W/m²) para producir un calor útil de 311,52 (W).

Valor	η instantánea colector solar (%)	Qu (W)	I(W/m ²)
Teórico	52,63	371,098	834
Experimental	52,26	311,52	676,9

Fuente: Román L, Naranjo C; 2015

Después del análisis del sistema en general la eficiencia promedio del concentrador solar tipo lente de Fresnel fue de 52,26%; la eficiencia promedio del intercambiador de calor fue de 46%, por lo tanto la eficiencia promedio del sistema se lo determina de la siguiente manera:

$$\eta_{sistema} = \eta_{concentrador} \times \eta_{intercambiador}$$

$$\eta_{sistema} = 0,526 \times 0,46 = 0,242 \times 100\% = 24,2\%$$

4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

4.4.1 GASTOS DIRECTOS

Estos valores corresponden a todos los recursos necesarios para realizar, la fabricación, montaje y la posterior puesta en marcha del proyecto. Es indispensable analizar los rubros que intervienen debido a que nos dará una idea más clara de la inversión que vamos a realizar, Procedemos a detallar a continuación los siguientes parámetros:

Tabla 23

Materiales directos para la Construcción del Equipo

ORDE N	DESCRIPCION DE MATERIALES	UNIDAD	CANTIDAD	V. UNITARIO	V. TOTAL
	Perfil Cuadrado 40				
1	x40x2 mm	Perfil	8	22	226
2	Acero 1018	Eje	1	50	50
3	Acero Bohler	Eje	1	80	80
5	Cámara de Reacción para líquidos $\phi=200\text{mm}$	Unidad	1	200	200
6	Tapa Aluminio C. Reacción $\phi=210\text{mm}$	Unidad	1	25	25
7	Tubos de Cobre Tipo M, $\frac{3}{4}$ ",(6 m)	Unidad	1	35.88	35.88
8	Intercambiador de Calor 200x400 mm	Unidad	1	400	400
9	Estructura Soporte del Lente	Unidad	1	400	400
10	Mecanismo Biaxial Movimiento	Unidad	1	1200	1200
11	Recipiente de Aceite 200mmx 200mm	Unidad	1	150	150
				Continua	→

12	Motor Eléctrico de 1/6 Hp	Unidad	1	40	40
13	Bomba Mecánica de Aceite	Unidad	1	40	40
14	Termómetro(0-150 C°)	Unidad	1	32.74	32.74
15	Termómetro Digital Rectangular Quality	Unidad	1	10.00	10.00
16	Manguera 223-8	Metros	4	18.14	72.56
17	Válvula de Bola	Unidad	4	3.20	12.80
SUBTOTAL MATERIALES DIRECTOS					\$2811

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

Un valor trascendental para el desarrollo del proyecto es el de la Mano de Obra directa el mismo que está establecido por las horas de trabajo de las personas que intervinieron hasta la obtención del producto final.

Tabla 24

Mano de Obra Directa

ORDEN	MANO DE OBRA DIRECTA	HORAS	V UNITARIO.	V. TOTAL
1	Mecánico Tornero	20	8.00	160
2	Soldador	10	8.00	80
3	Mecánico de Montaje	40	5.00	200
SUBTOTAL MANO DE OBRA DIRECTA				\$440

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

4.4.2 GASTOS INDIRECTOS

Son rubros que no intervienen directamente en la fabricación del Equipo, pero que de una u otra manera son parte constitutiva del mismo así tenemos:

Servicios Básicos, en los cuales se pueden mencionar luz, agua y teléfono

Gastos Administrativos

Movilización, se establecen valores de transporte realizado por los actantes del proyecto durante el desarrollo del mismo

Imprevistos, se establece a un valor adicional a los establecidos en el presupuesto

Tabla 25

Gastos Indirectos durante el proyecto

ORDEN	DESCRIPCION	CANTIDAD	V UNITARIO.	V. TOTAL
1	Materiales de Oficina	1	20.00	20
2	Transporte	1	20.00	20
3	Impresiones	450	0.15	67.50
4	Copias	200	0.02	40.
5	Internet	50	0.50	25
SUBTOTAL SUMINISTROS				\$132.50

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

Se debe evaluar también los gastos de los servicios básicos utilizados durante el proyecto así tenemos.

Tabla 26

Gastos de Servicios Básicos

ORDEN	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	V. Unitario	V. Total
	Energía Eléctrica				
1		20	c/u	1.00	20
2	Agua Potable	20	c/u	1.00	20
3	Teléfono	20	c/u	1.00	20
TOTAL					\$60

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

4.4.3 COSTOS DE PRODUCCIÓN

En estos costos se toma en cuenta todos los evaluados anteriormente más costos administrativos y costos de Servicios especiales, llámese a este algún tipo de proceso de manufactura especial o algún procedimiento que requiera de alta tecnología así tenemos:

Tabla 27

Costos Totales de Producción

ORDEN	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	V. Unitario	V. Total
	Costos Directos				
1		1	c/u	1.00	3251
2	Costos Indirectos	1	c/u	192.50	192.50
SUBTOTAL					3443.50
3	Imprevistos			5%	172.18
TOTAL					\$3615.68

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

El rubro de imprevistos se lo calcula sacando el 5% obtenido al sumar los costos directos e indirectos, este tema se lo realiza para que en caso de existir cualquier cambio o alteración , en la construcción del equipo, realizar correcciones respectivas sobre la marcha sin interferir en el presupuesto final previamente establecido.

4.4.4 GASTOS ADMINISTRATIVOS

Corresponde a los gastos del personal que trabaja en actividades de coordinación, ejecución y puesta en marcha del proyecto en este caso tomaremos este rubro como el valor del trabajo realizado por los dos ejecutantes de este proyecto, claro está que este valor no será tomado en cuenta en los gastos de producción del Equipo pero en el siguiente cuadro se realizó una estimación del mismo:

Tabla 28

Costos Administrativos

ORDEN	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	V. Unitario	V. Total
1	Carlos Naranjo	6	c/u	60	360
2	Luis Román	6	c/u	60	360
TOTAL					\$720

Fuente: Román L, Carlos N; 2015

Estos valores que se han calculado fueron tomando en cuenta un tiempo de 6 meses-hombre a un valor mes-hombre de 60 dólares.

4.4.5 SERVICIOS ESPECIALIZADOS

Los gastos por servicios especializados hacen referencia a la realización de tratamientos térmicos, análisis de materiales o la utilización de equipo de alta definición en la elaboración del proyecto.

En la realización de nuestro Equipo no se incurrió en gastos extras referentes a este tema. Ya que se realizó un proceso de manufactura ya existente en el mercado como lo son: Tornos, Fresadoras, Soldadoras, etc.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- El diseño propuesto para el colector solar tipo lente de Fresnel es óptimo ya que a través de la utilización del recurso solar se pudo realizar el calentamiento del aceite térmico y aprovechar la energía ganada mediante transferencia de calor el calentamiento de agua, con temperaturas promedios para el aceite Oil 10 de 54 °C y el agua de 43,53. °C.
- Al hacer girar el colector solar tipo lente de Fresnel mediante mecanismo biaxial de forma que los rayos solares incidan perpendicularmente a la placa absorbente al centro de las cámaras de reacción para usar de mejor manera la radiación solar.
- La estructura del Lente está diseñada de tal forma que nos pueda brindar facilidad para el movimiento y soporte las cargas previamente establecidas en el CAP. 3 de Diseño, tomando en cuenta factores ambientales externos, como la carga de granizo que se presenta en ciertas épocas en el país
- El perfil seleccionado para conformar la estructura base se lo realizo en función a los cálculos previamente establecidos teniendo siempre en cuenta la sección transversal del perfil, las

cargas a soportar, la disponibilidad en el mercado y la funcionalidad dentro del sistema.

- La Consideración de utilizar un sistema sinfín-corona en el mecanismo de movimiento, se lo realizo analizando varios factores, pero el principal es el auto trabado que nos brinda el sistema, es decir podemos colocar el lente en la dirección solar en un punto fijo, aprovechando de mejor manera el recurso solar
- El Lente de Fresnel, como captador solar es un elemento que nos brinda alta eficiencia dentro del campo de las Energías Renovables y puede ser considerado para aplicaciones a gran escala de generación o aprovechamiento de Energía, apegándose al plan del Buen vivir que busca el gobierno ecuatoriano.
- El diseño del mecanismo es óptimo, ya que el movimiento biaxial, nos permite realizar un seguimiento al sol, eficiente y por ende nos proporciona el recurso necesario para alcanzar con los objetivos previamente establecidos en el proyecto.
- Los ejes que son parte del mecanismo, fueron parte de un diseño complementario en el que intervienen las cargas provenientes por parte del sistema sinfín-corona y cargas externas que deben soportar cada flecha durante el funcionamiento del Equipo.
- Se utilizó un volumen de Aceite Térmico a calentar de 4.7 litros y a través del recurso Solar se logró el calentamiento de 11 litros de agua, lo que nos demuestra que el sistema es muy eficiente y nos permite optimizar recursos y cumplir con los objetivos determinados.
- En los días que se realizó la toma de Datos, se pudo determinar, que los valores obtenidos varían acorde a la variación climática, es decir a la irradiación solar presente en

ese momento, ya que este es factor fundamental para obtener medianas y altas temperaturas.

- En los días de prueba el colector solar alcanzó una eficiencia instantánea promedio del 52,26%, con un calor útil promedio de 312,52 W. Así observamos que el modelo matemático propuesto para la construcción cumple con lo determinado en el CAPÍTULO III “DISEÑO-CÁMARAS DE REACCIÓN”, donde se obtuvo una eficiencia instantánea de 52,63% y un calor útil de 371,09W.
- El sistema del colector solar tipo lente de Fresnel si cumple ya que la eficiencia óptica es del 52,9% es mayor a la eficiencia experimental instantánea de 52,26%, como se determinó en el CAPÍTULO III “DISEÑO-CÁMARAS DE REACCIÓN”.
- El intercambiador de calor llego a tomar en los días de prueba una eficiencia promedio de 46% y máxima del 69%, así observamos que el diseño interpretado para la construcción en el CAPÍTULO III “DISEÑO-INTERCAMBIADOR DE CALOR”, cumple con lo esperado obteniendo como resultados máximos experimentales de 58,3°C para el fluido frío en este caso el agua y 65°C para el fluido caliente en este caso el aceite térmico OIL 10.
- En el sistema de la cámara de reacción el aceite con fluido estático llega a tomar una temperatura de 110°C y con fluido continuo 65°C como temperaturas máximas, en nuestro sistema del colector solar el flujo continuo es el más favorable para la transferencia de calor en fluidos cruzados no mezclados.
- La placa absorbente de la cámara de reacción al ser pintada de negro mate absorbe de mejor manera la radiación directa y conserva el calor ganado haciendo que las pérdidas sean mínimas.

- El espesor máximo de la placa absorbente en la cámara de reacción es de 3mm para obtener una buena transferencia de calor con respecto de la placa al fluido.
- La dispersión en las gráficas de eficiencia del colector solar tipo lente de Fresnel se debe a las condiciones que ese expone el sistema al estar en contacto con el ambiente, las variables influyentes en la producción de calor son la variación de la irradiación en el día y la nubosidad.
- El volumen de aceite térmico se de 4,52 litros para abastecer al sistema completamente.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se debe realizar un Mantenimiento Preventivo en las Cajas reductoras que conforman el sistema ya que posee elementos mecánicos que necesitan una buena lubricación para mejorar la funcionalidad del sistema y alargar la vida útil del Equipo.
- El realizar una manipulación correcta de las partes mecánicas del Equipo evitan posibles futuras fallas y mejoran el rendimiento del Equipo y la optimización de recursos.
- Elegir elementos, como accesorios y mangueras con recubrimiento, que soporten mediana y alta temperatura, hacen que el proceso reduzca al máximo pérdidas y se obtenga un mayor grado de eficiencia.
- El motor y la Bomba incorporados dentro del sistema deberán ser lubricados en sus partes mecánicas mejorando de esta manera el flujo del aceite dentro del mecanismo y mejorando el calentamiento del aceite térmico.
- Usar los materiales aislantes para la cámara de reacción e intercambiador de calor con las especificaciones mencionadas

en el diseño, ya que el sistema no tiene pérdidas de calor altas y se aprovecha a lo máximo el calor ganado.

- Se debe usar accesorios galvanizados y mangueras tipo adiabáticas para la conservación de calor con la variación de temperatura de entrada y de salida para los respectivos fluidos.
- Los materiales que son usadas para el diseño deben contar específicamente con las propiedades mencionadas en el mismo, ya que de no ser así el sistema no funcionara adecuadamente de manera ideal.

BIBLIOGRAFÍA

- Cengel. (2007). Factor de Visión. En Y. Cengel, *Transferencia de calor* (pág. 609). México DF: McGraw-Hill.
- Cientificosaficionados*. (2014). Obtenidos de <http://www.cientificosaficionados.com> ,Desensa-Ecuador.
- Guasumba, I. J. (2010). Hidroconversion de la radiacion solar para aplicaciones termicas de alta temperatura sin emisión de sustancias contaminantes. 2.
- Guasumba, J. (2009). Calentamineto por convección natural. *Artículo científico*, 25-89.
- Jutglar, L. (2004). *Energía Solar*. Ediciones Ceac.
- PITTS, D. R., & SISSOM, L. E. (1980). *Transferencia de Calor*. Bogotá, Colombia: ANDES.
- Rodríguez, M. O. (2003). *Energías Renovables*. Madrid-ESPAÑA: 2000 Paraninfo.
- WILSON. (1982). *WILSON, La Energía Solar*.
- NASA 2015 (s.f.). Obtenido de <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>
- Aislacon.(s.f.). Obtenido de www.aislacon.com.ar 507:2009, N. I.

Aislacom. (s.f.). Obtenido de <http://www.aislacom.com.ar>

Campodocs. (2014). Obtenido de <http://www.campodocs.com>

Gutierrez, J. C. (2004). *Energía Solar*. Obtenido de Colectores Solares planos: <http://www2.uacj.mx/publicaciones/colectores1.pdf>

ANEXOS

ANEXO A
PROCESO PARA CALCULAR EL MÉTODO DE PAGE

ANEXO B
DATOS TOMADOS DURANTE LOS DÍAS DE PRUEBAS

ANEXO C
FOTOGRAFÍAS DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN

ANEXO D
PLANOS DE FABRICACIÓN