

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN
ALTERNATIVO (BIOMASA) PARA SECADO DE MAÍZ PELADO
(MOTE), DE LA ASOCIACIÓN DE TRABAJADORES AUTÓNOMOS
“20 DE ENERO” DE LA COMUNIDAD DE TUMBIGUAN EN LA
PROVINCIA DE BOLÍVAR

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

ELABORADO POR:

EMILIO JOSÉ CUVERO CALERO
DIEGO RODRIGO VILLACÍS MORA

DIRECTOR: ING. JOSÉ GUASUMBA
CODIRECTOR: ING. JOSÉ PÉREZ

20 de Marzo del 2009
Sangolquí – Ecuador

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN ALTERNATIVO (BIOMASA) PARA SECADO DE MAÍZ PELADO (MOTE), DE LA ASOCIACIÓN DE TRABAJADORES AUTÓNOMOS “20 DE ENERO” DE LA COMUNIDAD DE TUMBIGUAN EN LA PROVINCIA DE BOLÍVAR” fue realizado en su totalidad por Emilio José Cuvero Calero y Diego Rodrigo Villacís Mora, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. José Guasumba
DIRECTOR

Ing. José Pérez
CODIRECTOR

Sangolquí, 20 de Marzo, 2009

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN ALTERNATIVO (BIOMASA) PARA SECADO DE MAÍZ PELADO (MOTE), DE LA ASOCIACIÓN DE TRABAJADORES AUTÓNOMOS “20 DE ENERO” DE LA COMUNIDAD DE TUMBIGUAN EN LA PROVINCIA DE BOLÍVAR”

ELABORADO POR:

Emilio José Cuvero Calero

Diego Rodrigo Villacís Mora

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Emilio Tumipamba
DIRECTOR DE LA CIME

Sangolquí, 20 de Marzo, 2009

DEDICATORIA

A mi Madre por su paciencia, por su comprensión, por su empeño, por su fuerza, por su amor, por ser tal y como es, el baluarte de mi vida. Mi madre que me ha acompañado y apoyado durante cada etapa de mi vida, por velar cada noche por mis sueños y ser mi ejemplo de entereza, servicio y coraje; a quien agradezco por que este sueño se vuelva realidad.

A Yandira, mi hermana, que siempre me ha brindado su cariño y consuelo, que llena cada día con alegría y esperanza para mí; a Carmen por apoyar con su labor mi diario vivir. A Jonathan y Pablo, que me han brindado siempre su amistad incondicional y por compartir las alegrías, las penas y por todas las palabras de aliento y consejo que recibí en los momentos que más lo necesite.

A mi familia que siempre supo brindarme un abrazo de apoyo y cariño; mis compañeros, con los cuales viví tantos maravillosos momentos de camaradería y esfuerzo, que me permitieron ganar no solamente colegas sino grandes amigos, a quienes recordare por siempre.

Emilio

A mi madre que desde el cielo se ha convertido en mi inspiración y modelo de vida; a mi padre que con su esfuerzo, sabiduría y cariño ha sabido llenar mi vida; a mi hermana por su amor constante, su preocupación y ejemplo; a Magdalena por sus palabras de apoyo y su presencia incondicional.

A mis compañeros de aula que entre risas, problemas y deberes estuvieron siempre presentes apoyándome. A mis amigos que llegaron a ser mi segunda familia durante todo este tiempo, por estar en todas las circunstancias y brindarme siempre una palabra de aliento y su afecto, fue crecer juntos.

Diego Rodrigo.

AGRADECIMIENTO

A nuestros padres que con su esfuerzo y apoyo incondicional nos han llevado a culminar con éxito esta etapa de nuestras vidas.

A nuestras familias por ser parte importante de nuestras vidas, por apoyarnos y hacer cada uno de los días de estudio más llevaderos.

A la Escuela Politécnica del Ejército, por acogernos en sus aulas y darnos las herramientas del éxito.

Al departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, por ser el pilar de nuestra formación profesional y por regalarnos el prestigio de pertenecer a la Carrera de Ingeniería Mecánica.

A los Señores Ing. José Guasumba e Ing. José Pérez, nuestro especial agradecimiento por permitirnos ser parte del desarrollo de este proyecto y por el valioso apoyo y conocimiento que nos han brindado durante este tiempo.

A nuestros amigos, que nos han apoyado y que con sus palabras nos han dado fuerza para seguir.

A las personas que contribuyeron desinteresadamente con su tiempo y esfuerzo para que este proyecto llegue a feliz término.

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE GENERAL	vi
LISTA DE FIGURAS.....	xii
LISTA DE TABLAS	xvii
RESUMEN... ..	xviii
INTRODUCCIÓN.....	xix

CAPITULO 1: GENERALIDADES

1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Definición del Problema.....	2
1.3. Objetivos.....	3
1.3.1. General.....	3
1.3.2. Específicos	4
1.4. Alcance.....	4
1.5. Justificación e Importancia	5

CAPITULO 2: MARCO DE REFERENCIA

2.1. Marco Conceptual	6
2.2. Marco Contextual	11
2.2.1. Externo	11
2.2.1.1. Producción.....	11
2.2.1.2. Problemática Actual.....	14
2.2.1.3. Perspectivas del Mercado Internacional.....	15

2.2.2.	Interno	16
2.2.2.1.	Producción.....	16
2.2.2.2.	Característica de la estructura productiva	17
2.2.2.3.	Importancia Social, Económica y de Seguridad Alimentaria.....	18
2.3.	Marco Teórico.....	19
2.3.1.	Análisis del Proceso de Secado	19
2.3.1.1.	Propósito del Secado de Maíz.....	19
2.3.1.2.	Calor y Temperatura.....	21
2.3.1.3.	Calor Sensible	21
2.3.1.4.	Calor Latente	22
2.3.1.5.	Calor Específico	23
2.3.1.6.	Parámetros Relacionados con el Secado.....	24
2.3.1.7.	Propiedades Termodinámicas del Aire Húmedo	28
2.3.1.8.	Procesos Psicrométricos en el Secado	30
2.3.1.9.	Mecanismos de Transferencia de Calor	31
I.	Conducción.....	31
II.	Convección.....	40
III.	Radiación.....	46
2.3.1.10.	Intercambiadores de Calor	47
2.3.1.11.	Coeficiente global de transferencia de calor	47
2.3.1.12.	Tipos de Intercambiadores de Calor	49
2.3.1.13.	Tipos de Secadoras de granos por la utilización de los gases.....	52
2.3.2.	Biocombustibles Sólidos.....	55
2.3.2.1.	Tipos de Biocombustibles Sólidos	56
2.3.2.2.	Ventajas Ambientales	61
2.3.2.3.	Ventajas Socioeconómicas.....	62
2.3.2.4.	Poder Calórico de los Diferentes Tipos de Biomasa	62
2.3.3.	Procesos de Combustión de la Biomasa	64
2.3.3.1.	Pirólisis:	64
2.3.3.2.	Combustión:	65
2.3.3.3.	Contenido de humedad en la Biomasa.....	68

2.3.4.	Quemadores de Biomasa.....	69
2.3.4.1.	Calderas de Biomasa	69
2.3.4.2.	Estufas de Biomasa.....	74
2.3.4.3.	Quemadores de Biomasa.....	76

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1.	Planteamiento de Alternativas	80
3.1.1.	Cámara de Combustión.....	81
3.1.2.	Sistema de Calentamiento de Aire	86
3.2.	Parámetros de Selección.....	89
3.2.1.	Selección de la Cámara de Combustión	90
3.2.2.	Selección del Sistema de Calentamiento de Aire	91
3.3.	Descripción del Sistema seleccionado	92

CAPÍTULO 4: DISEÑO DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN ALTERNATIVO (BIOMASA)

4.1.	Diseño Térmico	94
4.1.1.	Calor requerido para el Secado de Grano.....	95
4.1.1.1.	Cantidad de Agua a eliminar del Grano.....	95
4.1.1.2.	Calor Sensible	95
4.1.1.3.	Calor Latente	96
4.1.1.4.	Cálculo del Calor requerido para el Secado de Grano	97
4.1.2.	Calor en el Sistema de Calentamiento de Aire	98
4.1.2.1.	Coeficiente de convección interna del tubo	99
4.1.2.2.	Coeficiente de convección externo del tubo	102
4.1.2.3.	Coeficiente global de transferencia de calor del tubo	111
4.1.2.4.	Cálculo del calor en el Sistema de Calentamiento de Aire y dimensionamiento	112
4.1.3.	Pérdidas de calor en el equipo	117

4.1.3.1.	Pérdidas de calor en la cámara de combustión.....	117
4.1.3.2.	Pérdidas de calor en las Paredes del Sistema de calentamiento	122
4.1.3.3.	Cálculo de pérdidas de calor en el equipo.....	129
4.1.4.	Cálculo del calor Total requerido	129
4.1.5.	Cálculo de Flujo másico del aire y selección de ventilador.....	130
4.1.5.1.	Flujo másico de aire	130
4.1.5.2.	Pérdidas de presión.....	132
4.1.5.3.	Selección del Ventilador de alimentación Sistema de Calentamiento de Aire.....	138
4.1.6.	Cálculo de Flujo másico del biomasa	138
4.2.	Diseño Mecánico	140
4.2.1.	Cálculo del Factor de seguridad en planchas de soporte de los tubos que componen el Sistema de Calentamiento de Aire.	140
4.2.2.	Cálculo del Factor de seguridad de la estructura de soporte del equipo.....	144

CAPÍTULO 5: CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1	Lista de Materiales e Insumos	148
5.2	Máquinas y Equipos utilizados	149
5.3	Herramientas e Instrumentos utilizados.....	152
5.4	Construcción del Sistema de Combustión	153
5.4.1	Cámara de Combustión.....	153
5.4.2	Intercambiador de Calor	156
5.4.3	Cámara de Aire	161
5.4.4	Recolector de Cenizas.....	163
5.4.5	Módulo de Tiro.....	165
5.4.6	Tolva de Alimentación	167
5.4.7	Escalera.....	169
5.5	Montaje.....	170
5.5.1	Montaje Eléctrico	178

CAPÍTULO 6: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

6.1.	Parámetros de Medición.....	184
6.2.	Procedimiento.....	185
6.3.	Análisis de Resultados	189
6.3.1.	Tabulación de Datos.....	189
6.3.2.	Análisis	191
6.3.3.	Eficiencia del Sistema de combustión	196

CAPÍTULO 7: ANÁLISIS ECONÓMICO – FINANCIERO

7.1.	Análisis Económico	199
7.1.1.	Materia Prima Directa	200
7.1.2.	Mano de Obra Directa	201
7.1.3.	Costos Indirectos de Fabricación	201
7.1.4.	Costo Total	202
7.2.	Análisis Financiero	202
7.2.1.	Costo del Combustible empleado.....	203
7.2.2.	Costo de Operación.....	204
7.2.3.	Depreciación y Mantenimiento	206
7.2.4.	Valor Actual Neto y Tasa Interna de Retorno	206
7.2.5.	Razón de Retorno sobre la Inversión.....	209

CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1.	Conclusiones	210
8.2.	Recomendaciones.....	212
	BIBLIOGRAFÍA.....	213

ANEXOS.....	216
ANEXO A: TABLAS DE PROPIEDADES.....	217
ANEXO B: MANUAL DE EQUIPOS.....	226
ANEXO C: MANUAL DE INSTRUMENTOS.....	258
ANEXO D: DIAGRAMAS DE OPERACIONES Y PROCESOS.....	277
ANEXO E: TABLAS DE DATOS DE PRUEBAS.....	297
ANEXO F: PLANOS.....	302
ANEXO G: MANUAL DE USUARIO Y MANTENIMIENTO.....	315

LISTA DE FIGURAS

FIGURAS	CONTENIDO	PAG.
2. 1	Producción de Maíz en la Subregión Andina	12
2. 2	Producción Mundial de Maíz	14
2. 3	Estructura Productiva del Maíz en Ecuador	18
2. 4	Gráfico Humedad v.s. tiempo.....	27
2. 5	Gráfico Tasa de secado v.s. Humedad en exceso.....	28
2. 6	Convenio de signos para la transmisión del calor por producción	32
2. 7	Diagrama de Gradiente Térmico.....	33
2. 8	Diagrama de Conducción Unidimensional en Pared Plana	34
2. 9	Diagrama de analogía eléctrica	36
2. 10	Cilindro hueco con Conducción unidimensional.....	37
2. 11	Diagrama de Capa Límite Térmica	41
2. 12	Diagrama de capa límite térmica	43
2. 13	Cilindro con características de convección en ambas superficies	48
2. 14	Intercambiador de Calor de doble tubo.....	49
2. 15	Intercambiador de Calor carcasa y tubo	50
2. 16	Intercambiador de Calor de flujo cruzado	51
2. 17	Intercambiadores de Calor compactos	51
2. 18	Espectro del parámetro área superficial/volumen (m ² /m ³).....	52
2. 19	Secador directo de flujo contracorriente	53
2. 20	Secador directo de flujo paralelo.....	54
2. 21	Secador indirecto de flujo contracorriente.....	54
2. 22	Secador Directo-Indirecto	55
2. 23	Tipos de paja combustible	57
2. 24	Leña sin procesar	58
2. 25	Procesamiento de astillas	59
2. 26	Formación de briquetas	60
2. 27	Pellets de madera	60
2. 28	Carbón vegetal.....	61

2. 29	Tipos de procesos termoquímicos de conversión de biomasa.....	64
2. 30	Valor calórico en función de la humedad relativa.....	69
2. 31	Caldera Compacta	70
2. 32	Esquema de una caldera de parrilla móvil con alimentación inferior	71
2. 33	Quemador de pellets aplicado a una caldera de gasóleo	72
2. 34	Caldera de leña moderna de llama invertida.....	73
2. 35	Estufa de biomasa para calentar aire	75
2. 36	Estufa de biomasa para agua	76
2. 37	Resistencia eléctrica	78
2. 38	Ventilador centrífugo.....	78
2. 39	Sondas y termostatos	78
2. 40	Unidad de control.....	79
3. 1	Esquema de una caldera de parrilla móvil con alimentación inferior	82
3. 2	Esquema de una cámara torsional	83
3. 3	Esquema de hogar rotativo	84
3. 4	Combustión en lecho fluidizado	85
3. 5	Esquema de pre calentador de aire	87
3. 6	Equipo de calentamiento no compacto	88
3. 7	Sistema de Calentamiento de aire Multipasos	89
3. 8	Esquema de Sistema de Combustión.....	93
4. 1	Esquema de Sistema de Calentamiento de Aire.....	99
4. 2	Esquema de circulación de Aire.....	102
4. 3	Distribución del arreglo de tubos.....	108
4. 4	Analogía Eléctrica para el C. Global de Transferencia de Calor	111
4. 5	Diagrama de Temperatura Media Logarítmica.....	113
4. 6	Gráfico de C. de Corrección para un intercambiador de 3 pasos	114
4. 7	A. Eléctrica para el C. Global en la C. Combustión.....	119
4. 8	Esquema Cámara de Combustión	121
4. 9	A. Eléctrica para el C. Global en el S.Calentamiento de Aire.....	126
4. 10	Esquema de Paredes de Sistema de Calentamiento de Aire	128
4. 11	C. Psicrométrico para el Calentamiento de Aire a 2608 msnm.....	131

4. 12	Esquema de Regiones de Pérdidas de Presión.....	132
4. 13	Esquema de Codo a 180	136
4. 14	Diagrama de Placa de Tubos.....	140
4. 15	D.C.L Esfuerzo Cortante	141
4. 16	D.C.L Esfuerzo de Aplastamiento	143
4. 17	Sistema de Cargas en el Nivel Inferior.....	145
4. 18	Factor de Seguridad de la Estructura	145
4. 19	Esfuerzos de la Estructura	146
4. 20	Deformación Máxima en la Estructura	146
5. 1	Cámara de Combustión, Ensemble	154
5. 2	Cámara de Combustión, Vista Frontal	154
5. 3	Cámara de Combustión, Vista Superior.....	155
5. 4	Cámara de Combustión, Primera fila ladrillo refractario.....	155
5. 5	Cámara de Combustión, Ladrillo refractario.....	155
5. 6	Carcasa del Intercambiador de Calor	157
5. 7	Intercambiador de Calor, Montaje de tubos	157
5. 8	Intercambiador de Calor, Alineación de tubos	158
5. 9	Intercambiador de Calor, Soldadura de tubos.....	158
5. 10	Intercambiador de Calor, Arreglo Soldado de Tubos	158
5. 11	Intercambiador de Calor, Ducto de entrada	159
5. 12	Intercambiador de Calor, Terminado antes de pintura.....	159
5. 13	Intercambiador de Calor, Deflector semicircular	159
5. 14	Intercambiador de Calor, Deflector semicircular terminado	160
5. 15	Intercambiador de Calor con deflectores, lateral.....	160
5. 16	Intercambiador de Calor con deflectores, frontal	160
5. 17	Cámara de aire, Ensemble	161
5. 18	Cámara de aire, Superior-Frontal	162
5. 19	Cámara de aire, Lateral-Frontal	162
5. 20	Cámara de aire terminada y Parrilla	162
5. 21	Caja de Cenizas, Estructura	163
5. 22	Caja de Cenizas, Ensemble frontal.....	164

5. 23	Caja de Cenizas, Lateral-Frontal	164
5. 24	Caja de Cenizas, Superior-Frontal.....	164
5. 25	Estructura del plenum de soporte	165
5. 26	Ducto de la Chimenea	166
5. 27	Chimenea.....	166
5. 28	Estructura piramidal de soporte terminada	166
5. 29	Chimenea Terminada	167
5. 30	Tolva de alimentación	168
5. 31	T. Alimentación, Brida de conexión y ducto de ingreso de Biomasa.....	168
5. 32	Tolva de alimentación	168
5. 33	Tornillo sin fin.....	169
5. 34	Escalera de acceso.....	169
5. 35	Ensamble Caja de cenizas y Pulmón de aire.....	170
5. 36	Parrilla para combustión	171
5. 37	Ensamble Cámara de combustión	172
5. 38	Ensamble Intercambiador de Calor, vista Frontal	172
5. 39	Ensamble Intercambiador de Calor, vista Lateral	173
5. 40	Ensamble Intercambiador de Calor, vista Lateral-Posterior	173
5. 41	Ducto para venterol de 6".....	174
5. 42	Ensamble Ducto para venterol de 6", vista lateral.....	174
5. 43	Ensamble Ducto para venterol de 6", vista frontal	174
5. 44	Ensamble del Plenum, vista Frontal.....	175
5. 45	Ensamble del Plenum y chimena.....	175
5. 46	Montaje de Venterol de 6" para alimentación de aire.....	176
5. 47	Montaje de Venterol de 4" para combustión de Biomasa.....	176
5. 48	Montaje de Motor reductor	177
5. 49	Montaje de Motor reductor, vista Lateral.....	177
5. 50	Diagrama de Control.....	181
5. 51	Diagrama de Fuerza	181
5. 52	Tablero eléctrico	182
5. 53	Conjunto de protecciones	183

5. 54	Sistema de control del equipo	183
6. 1	Termo Anemómetro Extech	185
6. 2	Termómetro Infrarrojo Extech	186
6. 3	Analizador de gases de combustión de fuente fija Bacharach.....	187
6. 4	Distribución de temperaturas de prueba	188
6. 5	Pérdidas de flujo de aire	192
6. 6	C. Psicrométrico para el proceso de Secado de Grano a 2608 msnm ...	194
7. 1	Diagrama de Flujo de Caja	207

LISTA DE TABLAS

TABLAS	CONTENIDO	PAG.
2. 1	Rendimientos comparativos a nivel mundial en maíz	13
2. 2	Importancia Económica, Social y de Seguridad Alimentaria	19
2. 3	Constante de Cambio de estado para algunas sustancias	23
2. 4	Tipos de biocombustibles.....	57
2. 5	Poder Calórico de la biomasa, Fuente: IBERDROLA	63
3. 1	Matriz de decisión para la Cámara de Combustión	90
3. 2	Matriz de decisión para el Sistema de Calentamiento de Aire	91
5. 1	Lista de materiales seleccionados	148
5. 2	Equipos y herramientas de Construcción.....	150
5. 3	Herramientas e Instrumentos utilizados.....	152
5. 4	Datos Eléctricos de Placa.	178
5. 5	Propiedades de cables de Iluminación	179
5. 6	Datos de Cableado Eléctrico.....	180
5. 7	Tabla de materiales eléctricos.	181
6. 1	Datos Experimentales, Primera prueba Sistema de Combustión	189
6. 2	Datos Experimentales, Primera Prueba Análisis de gases.	190
6. 3	Datos analíticos y experimentales del Sistema de Combustión.....	191
6. 4	Datos Psicrométricos del aire de secado.....	194
6. 5	Datos Psicrométricos del aire obtenido en las pruebas	194
7. 1	Tabla de materiales y costos del proyecto	199
7. 2	CIF, Ingeniería del proyecto.....	200
7. 3	CIF, Costos varios	201
7. 4	Consumo eléctrico del proyecto.....	204
7. 5	Cuadro de depreciación lineal del proyecto	205
7. 6	Estado de pérdidas y ganancias	206
7. 7	Flujo neto de caja del proyecto	206
7. 8	Cuadro de datos financieros del proyecto.....	208

RESUMEN

La agricultura en nuestro país constituye una de las principales fuentes de ingreso para las comunidades rurales, dentro de esta actividad tradicional encontramos la cosecha de maíz, en sus diferentes variedades.

El maíz pelado (mote) es producto del procesamiento previo del grano de maíz; luego de la cosecha del maíz tierno (choclo), éste es sometido a un proceso de secado para luego ser pelado mediante el uso de agua hirviendo y cal, consiguiendo de esta forma el maíz pelado (mote), finalmente éste es secado y se encuentra listo para ser distribuido y almacenado.

Uno de los procesos indispensables para los productores de maíz pelado es el secado, por tal motivo el presente proyecto busca implementar soluciones técnicas y amigables con el ambiente. El diseño y construcción de un sistema de combustión de biomasa para el proceso de secado responde a la necesidad de reducir costos y eliminar la combustión de GLP y de residuos contaminantes (llantas viejas) usados por la comunidad.

Basados en los estudios técnicos realizados, se ha desarrollado un sistema de alta eficiencia y bajo consumo de combustible (biomasa), alcanzando de este modo una rentabilidad económica elevada

INTRODUCCIÓN

Este proyecto de grado tiene como objetivo primordial el diseño y la construcción de un sistema de combustión alternativo (biomasa) para secado de maíz pelado (mote), a ser implementado en la asociación de trabajadores autónomos “20 de Enero” localizada en la comunidad de Tumbiguan dentro de la provincia de Bolívar.

La asociación de trabajadores autónomos “20 de Enero”, desarrolla actividades agroindustriales, entre ellas el cultivo y procesamiento de maíz con la finalidad de obtener maíz pelado (mote). Durante el proceso agroindustrial del maíz, es necesario secar el grano, para esto los miembros de la comunidad han venido empleando Glp y desechos sólidos como combustibles para este proceso, con los correspondientes problemas económicos y ambientales que el uso de estos combustibles produce; éste es uno de los puntos que se intenta solucionar en el presente proyecto.

El modelo desarrollado en éste proyecto busca solucionar los problemas de abastecimiento de combustible para el proceso de secado del maíz; para esto se utilizará un marco teórico, en el cual se analiza y explica cada una de las partes necesarias para cumplir este proceso; el mismo que se entiende como la remoción de humedad del grano de maíz mediante medios externos.

Como consecuencia de la definición anterior, es necesario encontrar un mecanismo que entregue la energía necesaria al grano y que además genere un beneficio económico a la comunidad y no tenga un impacto negativo en el ambiente.

Después del análisis de varias alternativas, que fueron explicadas adecuadamente en este proyecto; se escogió un sistema de combustión de alta

eficiencia que utilice biomasa como combustible para alimentar el proceso de secado de maíz. Dicho sistema presenta varias ventajas con relación a los otros sistemas, entre las cuales cabe destacar el bajo costo del suministro de biomasa como combustible, el bajo impacto ambiental del funcionamiento del equipo, la facilidad de construcción y la seguridad de operación del Sistema y sus elementos.

Este proyecto de grado consta de ocho capítulos: los dos primeros orientados a establecer el marco teórico y contextual en el cual el proyecto se desenvolverá y al cual se estará permanentemente haciendo referencia. En el capítulo 1, se presenta el marco contextual bajo el cual este proyecto fue desarrollado. En concreto contiene los antecedentes de la comunidad donde el proyecto se implementará, los objetivos que se pretenden cumplir y la definición del problema a solucionar; y a partir de esto establece los parámetros que gobiernan el desarrollo de todo el proyecto.

El Capítulo 2 completa el marco teórico, a partir de definiciones encaminadas a explicar el funcionamiento técnico de los elementos que serán parte del Sistema, principalmente de cámaras de combustión de biomasa y tipos de secadoras de grano, elementos fundamentales para la consecución del proceso de secado; además la biomasa como combustible sólido es estudiada y comparada con otros combustibles de común uso. Finalmente en este capítulo se presentan los fundamentos teóricos necesario para el diseño térmico del Sistema que este proyecto plantea como solución, a los requerimientos de la asociación “20 de Enero”.

La siguiente sección de este proyecto, compuesta por tres capítulos, indica los mecanismos utilizados para seleccionar el Sistema desarrollado y el proceso técnico de diseño y construcción del mismo. El Capítulo 3 está destinado a la selección de la clase de elementos que conformarán el Sistema. Es el punto central de este proyecto, en éste se busca, por un lado, proponer un esquema

que de solución a los requerimientos técnicos planteados anteriormente y, por otro, cumpla con las normativas económicas y ambientales. En este capítulo se expone la concepción general del Sistema y los elementos que lo componen.

El Capítulo 4 hace explícita la resolución técnica con la cual se vuelve operativo el Sistema seleccionado; en él se propone una estructura de cálculo del diseño térmico del equipo. El centro de la resolución es el diseño de un Intercambiador de calor que permita aprovechar la energía liberada durante la combustión de la biomasa para utilizarla en el proceso de secado del maíz. Además contiene el detalle de los análisis mecánicos, estructurales y de fluidos, parte del diseño cabal del Sistema.

El Capítulo 5 se refiere a la construcción del Sistema seleccionado; la maquinaria y procedimientos empleados para la conformación del mismo. Sistema que está compuesto por seis elementos, de los cuales dos son los principales: la cámara de combustión de biomasa, misma que está formada por plancha de acero de 2 mm y ladrillos refractarios, y el intercambiador de calor; que es el elemento eje del Sistema, está compuesto por tres pasos de 81 tubos en disposición escalonada, por los cuales circula el aire a ser calentado y utilizado en el proceso de secado; además el intercambiador esta forrado por lana de vidrio de 2 pulgadas para reducir pérdidas de calor en el Sistema. El resto de elementos son listados y analizados de manera independiente, explicando el proceso de construcción de cada uno y sus características principales.

Los siguientes capítulos muestran el análisis técnico y económico del proyecto. En el Capítulo 6 se presentan los resultados de las pruebas realizadas al equipo. En este se desarrolla un perfil de las características fundamentales del equipo, a partir de los datos obtenidos en campo. El análisis se realiza, poniendo énfasis en los requerimientos que el proceso de secado necesita, al estudiar si los

resultados del equipo cumplen con los mismos, y explicando las causas de las diferencias que entre ellos se encontraron.

El Capítulo 7, detalla el análisis económico del proyecto, en este se estudia la viabilidad de utilizar biomasa como combustible para el proceso de secado de maíz frente a las alternativas convencionales. Para esto se desarrolla el estudio contable de costos del proyecto, estudiando cual será la rentabilidad de usar este Sistema y que rédito económico entregará a la comunidad.

Se termina con un conjunto de conclusiones generales, la bibliografía utilizada y los anexos pertinentes al proyecto, entre los que cabe mencionar planos constructivos e información técnica de los equipos seleccionados.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

La comunidad de Tumbiguan en busca de desarrollo y sustento para sus familias, a lo largo de estos años ha encontrado una fuente de sustento en la producción y procesamiento de maíz pelado (mote). Esta actividad se venía llevando a cabo de manera artesanal por las familias del sector, que con el pasar del tiempo decidieron formar asociaciones agro-productivas debido a la necesidad de mejorar sus labores agrícolas; una de ellas tomó el nombre de “Asociación de Trabajadores Autónomos 20 de Enero”.

Dicha asociación al iniciar sus labores realizaba actividades netamente agrícolas, es decir enfocaba sus esfuerzos en la siembra y cosecha del maíz. En la actualidad la Asociación realiza también actividades productivas relacionadas con esta gramínea como son los procesos de pelado y secado.

En lo que respecta al proceso de secado este se inició en pequeñas secadoras, que empleaban como combustibles neumáticos viejos, lo que provocaba altos índices de contaminación para el ambiente y para el producto. Tratando de evitar

esta situación se introdujo el uso de GLP como fuente energética para la combustión.

En la actualidad, dadas las nuevas normativas a ser implementadas por parte del Ministerio de Electricidad y Energías Renovables, que prohíben el uso de bombonas subsidiadas de GLP para actividades industriales, la asociación de trabajadores autónomos “20 de Enero” se ve en la imperiosa necesidad de buscar una nueva alternativa energética para las aplicaciones de secado del maíz pelado (mote).

Debido a necesidades como ésta, en el país se han aplicado medios alternativos de generación de energía cuyos resultados no solo satisfacen las expectativas económicas de la población sino que principalmente brindan una alternativa de desarrollo sustentable.

El presente proyecto pretende brindar una solución científico-técnica mediante el diseño y construcción del sistema de combustión alternativo (biomasa) que satisfaga las necesidades de la Asociación de Trabajadores Autónomos “20 de Enero” de la comunidad de Tumbiguan.

1.2. Definición del Problema

En la actualidad las comunidades agrícolas de la región central de la Sierra ecuatoriana, continúan la producción de gramínea endémica, y de la misma manera siguen empleando muchas de las técnicas tradicionales de producción. Debido a esto, su productividad tiende a ser limitada siendo importante el desarrollo de métodos alternativos que permitan obtener mejores resultados.

En el caso particular de la Asociación de Trabajadores Autónomos “20 de Enero” de la Comunidad de Tumbiguan, localizada en la provincia de Bolívar; se produce maíz pelado (mote) de una manera artesanal. Dentro de este proceso existen una serie de operaciones unitarias, de las cuales el secado es una de las más

destacadas. Siendo este de vital importancia, puesto que permite prolongar el periodo de consumo del grano.

El secado de maíz pelado (mote), consiste en eliminar el agua hasta un nivel en el que se dificulte el desarrollo de hongos y bacterias, y así conservar los granos por mayores periodos de tiempo. Este proceso además acelera la obtención del grano necesario para la producción de mote; el cual debe cumplir con ciertas condiciones de humedad y madurez para que el producto resultante sea de buena calidad.

Para realizar este proceso, los miembros de la comunidad emplean sistemas de secado que obtienen su energía de diversas fuentes, como son combustibles fósiles y productos inflamables (neumáticos), siendo todas estas perjudiciales tanto para el producto como para el ambiente.

Por estas razones la Escuela Politécnica del Ejército, en su compromiso con el desarrollo social, está desarrollando un sistema de secado que emplee combustibles alternativos, para apoyar la producción de maíz pelado (mote). Dentro de este proyecto, el sistema de combustión alternativo a construirse es parte primordial de la solución a ser implementada.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

Diseñar y construir el sistema de combustión para un equipo de secado alternativo que emplea energía térmica de la biomasa, para el calentamiento de una secadora de maíz pelado (mote) con capacidad de 20 quintales, y con esto apoyar el mejoramiento de las actividades productivas de la Asociación rural marginal "20 de Enero".

1.3.2. Específicos

- Realizar un estudio teórico en las áreas de Diseño Térmico, Transferencia de Calor y Diseño Mecánico como marco de referencia para el desarrollo del presente proyecto.
- Realizar el análisis y selección de alternativas pertinentes en cada uno de los componentes estudiados del sistema de combustión.
- Diseñar los componentes térmicos y mecánicos del sistema de combustión.
- Construir las partes térmicas y mecánicas que componen el sistema de combustión.
- Montar y probar el sistema de combustión para asegurar el éxito del proyecto.
- Realizar el análisis económico y financiero del proyecto con el fin de corroborar el beneficio de su implementación.

1.4. Alcance

Diseñar y construir el sistema de combustión, parte del equipo de secado de maíz pelado (mote), que deberá tener una capacidad final de 7 quintales. El sistema contará con una cámara de combustión de biomasa y de manera asociada a esta, funcionará un intercambiador de calor de convección forzada aire-aire, de flujo cruzado en arreglo triangular.

Para producir el efecto de convección forzada; se utilizará un ventilador centrífugo en el ingreso de aire frío hacia el interior de los tubos. De la misma manera, se empleará un venterol (blower), en la cámara de combustión.

Por otra parte, se diseñará un sistema de alimentación, mediante el cual se aprovisionará de combustible (biomasa) a la cámara, mediante el uso de un tornillo sin fin que será conducido por un motoreductor.

1.5. Justificación e Importancia

El cantón Chimbo, en la provincia de Bolívar se caracteriza por ser uno de los productores más importantes de maíz pelado (mote) en la región, la comunidad de Tumbiguan perteneciente a esta jurisdicción, sus labores agrícolas se complementan con el procesamiento de esta gramínea, la misma que es el sustento y la principal fuente de ingresos de esta población rural marginal.

En vista de la creciente necesidad de mejorar el proceso y la labor agrícola, en los últimos años optaron por la construcción poco tecnificada de pequeñas secadoras; las mismas que usaban como combustible neumáticos de vehículos, los cuales generaban altos índices de contaminación ambiental y del producto.

Dadas las circunstancias se implantó el sistema de secado con uso de GLP, pero en la actualidad considerando las normativas a ser implementadas por el Ministerio de Electricidad y Energías Renovables, se está buscando el aprovechamiento de combustibles alternativos como es el caso de la cascarilla de arroz, tusa, tamo, como sustituto del GLP, por lo que en el presente proyecto se utilizará estos residuos agrícolas como combustibles, para quemarlos en una cámara de alto rendimiento, que produzca una menor cantidad de emisiones contaminantes.

La energía térmica generada será transferida a un intercambiador de calor de flujo cruzado para calentar una cámara de secado con capacidad de 7 quintales de maíz pelado, evitando con esto, el uso de gas, reduciendo costos productivos de maíz pelado (mote), cuyo producto se distribuye a nivel nacional. La aplicación de esta tecnología energética servirá de base para impulsar el desarrollo de un mayor número de instalaciones que beneficien a miles de familias que se dedican a este tipo de actividades agro productivas como medio de subsistencia.

CAPITULO 2

MARCO DE REFERENCIA

2.1. Marco Conceptual

Aire. Mezcla de gases que constituye la atmósfera terrestre, sujetos alrededor de la Tierra por la fuerza de gravedad. El aire es esencial para la vida en el planeta, es particularmente delicado y está compuesto en proporciones ligeramente variables por sustancias tales como el nitrógeno (78%), oxígeno (21%), vapor de agua (variable entre 0-7%), ozono, dióxido de carbono, hidrógeno y algunos gases nobles como el criptón o el argón, es decir, 1% de otras sustancias.¹

Biocombustibles sólidos. Toda materia sólida que puede combustionar, es susceptible de ser utilizado en aplicaciones energéticas, no es de origen fósil, y está compuesta por materia orgánica de origen vegetal o animal e incluso puede ser un producto de procesos físicos tales como el astillado, molienda y secado.

Biomasa. Materia orgánica originada en un proceso biológico, espontáneo o provocado, utilizable como fuente de energía. Las plantas transforman la energía radiante del Sol en energía química a través de la fotosíntesis, y parte de esa energía química queda almacenada en forma de materia orgánica; la energía

¹ www.wikipedia.org

química de la biomasa puede recuperarse quemándola directamente o transformándola en combustible.¹

Caldera. Máquina o dispositivo de ingeniería que está diseñado para generar vapor saturado. Éste vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de estado.¹

Calor específico. Es la capacidad calorífica específica de una sustancia, es una magnitud física que indica la capacidad de un material para almacenar energía interna en forma de calor.¹

Calor latente. Calor de cambio de estado, es la energía absorbida por las sustancias al cambiar de estado, de sólido a líquido o de líquido a gaseoso.¹

Calor sensible. Es la cantidad de energía que recibe un cuerpo sin cambiar su estado físico mientras sube su temperatura.¹

Capa límite. La capa límite o capa fronteriza de un fluido es la capa del mismo que se ve perturbada por la presencia de un sólido al que contiene o con el que está en contacto.¹

Comburente. Sustancia que participa en la combustión oxidando al combustible y por lo tanto siendo reducido por este último. El comburente más habitual es el oxígeno, que se encuentra normalmente en el aire con una concentración porcentual en volumen aproximada del 21%.¹

Combustible. Es cualquier material capaz de liberar energía cuando se cambia o transforma su estructura química.¹

Combustión. La combustión es una reacción química en la que un elemento combustible se combina con otro comburente (generalmente oxígeno en forma de O₂ gaseoso), desprendiendo calor y produciendo un óxido.¹

Conducción. Es un mecanismo de transferencia de energía térmica entre dos sistemas basado en el contacto directo de sus partículas sin flujo neto de materia y que tiende a igualar la temperatura dentro de un cuerpo y entre diferentes cuerpos en contacto por medio de ondas.¹

Convección. Es una de las tres formas de transferencia de calor y se caracteriza porque se produce por intermedio de un fluido (aire, agua) que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas. La convección se produce únicamente por medio de materiales fluidos.¹

Estufa. Aparato que funciona por combustible o electricidad, destinado a cocinar.¹

F.A.O. Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación es una organización específica de la ONU, creada el 16 de octubre de 1945, en la ciudad de Quebec. La FAO reagrupa 191 miembros.¹

Grado de saturación. La relación existente entre la razón de humedad del aire y la razón de humedad del aire en estado de saturación, a igual temperatura y presión atmosférica.

Gramíneas. Las gramíneas o poáceas son una familia de plantas herbáceas, o muy raramente leñosas, perteneciente al orden Poales de las monocotiledóneas. Con más de 670 géneros y cerca de 10.000 especies descritas, las gramíneas son la familia de mayor importancia en la económica global. De hecho, la mayor parte de la dieta de los seres humanos proviene de las gramíneas, tanto en forma directa como indirecta.¹

Humedad Relativa. Es la humedad que contiene una masa de aire, en relación con la máxima humedad absoluta que podría admitir sin producirse condensación, conservando las mismas condiciones de temperatura y presión atmosférica.¹

Intercambiador de Calor. Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro, sea que estos estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son parte esencial de los dispositivos de refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico.¹

Maíz. Es una gramínea anual originaria de las Américas introducida en Europa en el siglo XVI. Actualmente, es el cereal con mayor volumen de producción en el mundo, superando al trigo y el arroz.¹

Mote. Es el nombre que recibe el grano de maíz luego de ser hervido y cocido, se lo sirve pelado y es una excelente guarnición acompañando platos muy populares. En el presente proyecto se considera mote como el grano de maíz pelado.¹

Número de Nusselt. Es la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción.

Número de Prandtl. Es la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor entre el espesor de la capa.

Número de Reynolds. Es la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido.

Pellet. Es una denominación genérica, no española, utilizada para referirse a pequeñas porciones de material aglomerado o comprimido. El término es utilizado para referirse a diferentes materiales.¹

Poder calórico. Es la cantidad de energía que una unidad de masa puede desprender al producirse una reacción química de oxidación. Expresa la energía máxima que puede liberar la unión química entre un combustible y el comburente y es igual a la energía que mantenía unidos los átomos en las moléculas de combustible, menos la energía utilizada en la formación de nuevas moléculas en las materias formadas en la combustión.¹

Psicrometría. Rama de la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano.¹

Quemador. Dispositivo para quemar combustibles líquidos, gaseosos o ambos, excepcionalmente también sólidos; y producir calor generalmente mediante una llama.¹

Radiación. Consiste en la propagación de energía en forma de ondas electromagnéticas o partículas subatómicas a través del vacío o de un medio material.¹

Secado. Proceso en el cual se evapora el agua producto de las diferencias de tensión existentes entre la humedad atmosférica y la del grano.

Temperatura de bulbo húmedo. Es la temperatura de equilibrio que se alcanza cuando el aire formado por la mezcla de aire seco y vapor de agua sufre un proceso de enfriamiento adiabático hasta llegar a la saturación.

Temperatura de bulbo seco. Es la medida con un termómetro convencional de mercurio o similar cuyo bulbo se encuentra seco.¹

Temperatura de punto de rocío. Es la temperatura a la cual el aire húmedo no saturado se satura.

Transferencia de calor. Es el paso de energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura.¹

Volumen específico. Es la cantidad de metros cúbicos de aire húmedo que corresponden a un kilogramo de aire seco y es utilizado para el estudio del aire húmedo en el dimensionamiento de sistemas de aire acondicionado.¹

2.2. Marco Contextual

2.2.1. Externo

2.2.1.1. Producción

Siendo la agricultura la fuente de sustento² más importante para nuestros pueblos se puede afirmar con clara conciencia que en su mayoría es mal empleada e insuficiente en Latinoamérica, puesto que contamos con niveles técnicos deficientes y obtenemos resultados muy pobres.

Además, es evidente el desorden en la producción de gramíneas debido a que no se toma en cuenta las necesidades internas de consumo y se privilegia la exportación, malgastando así recursos naturales.

El maíz es una gramínea de producción ancestral en Latinoamérica y es habitualmente consumida en nuestros pueblos desde México hasta la Patagonia. Sin embargo fue considerada por Estados Unidos y Canadá como un producto despreciable para animales y pueblos inferiores.

Pese a estas afirmaciones, llama la atención que Estados Unidos y Canadá sean los mayores productores de maíz incluso superando a los países latinoamericanos. Este hecho se debe al mayor desarrollo industrial y sobre todo ganadero, que trajo consigo el aumento de la producción de maíz para satisfacer al elevado consumo del mercado.

² EUROPEAID; Informe Identificación de Elementos estratégicos por cadenas productivas para negociación con – unión europea: caso maíz, soya, balanceados, avicultura y porcicultura. Págs. 61 – 64.

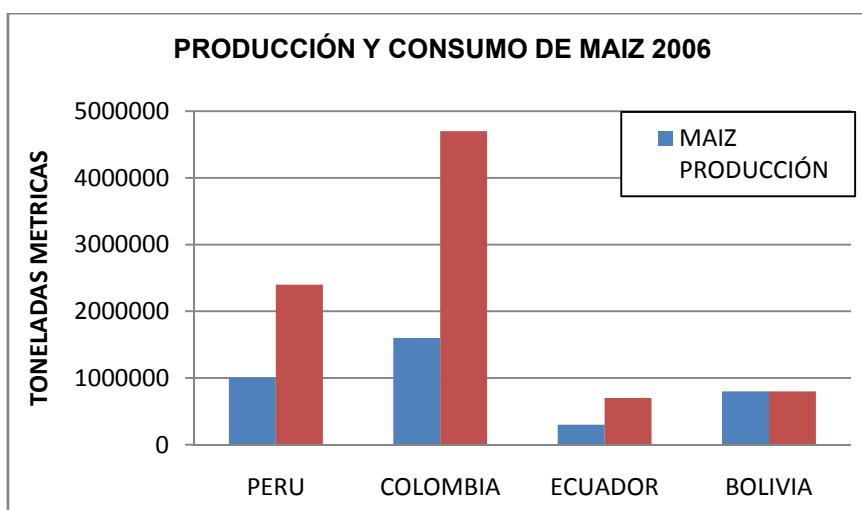


Figura 2. 1 Producción de Maíz en la Subregión Andina
Fuente: Ministerio de Agricultura de los países / Secretaría CAN

Los países de la región andina tienen un importante volumen de producción de maíz, siendo este producto el que ocupa el segundo lugar en cuanto a productos de ciclo corto después del arroz. El consumo alimenticio de maíz ha crecido a un ritmo de 4% anual en la última década, sin embargo, el consumo industrial de maíz ha crecido a un ritmo del 8%. Esto explica el creciente déficit y la obligación de los países latinoamericanos de importar esta gramínea. El comercio de maíz en la subregión Andina se resume a exportaciones que realiza Ecuador a Colombia y que son netamente para consumo humano.

El rendimiento de maíz por hectárea en los países más desarrollados de la Unión Europea está entre 8 y 10 tm, duplicando la media mundial; mientras que para Ecuador los rendimientos apenas alcanzan 1.8 tm/ha y los demás países andinos no superan las 3 tm/ha. Esta diferencia de rendimientos se debe principalmente a la falta de desarrollo tecnológico en la agricultura considerando que la producción es en su mayoría tradicional.

Tabla 2. 1 Rendimientos comparativos a nivel mundial en maíz

RENDIMIENTOS DE MAÍZ			
(Tm/Ha)			
País	1994	2005	Crecim.(%)
Italia	8.2	10.1	0.4%
España	6.9	9.4	2.5%
Estados Unidos	8.7	9.3	1.7%
Alemania	7.1	8.6	1.5%
Francia	7.8	8.1	0.2%
Canadá	7.4	7.7	0.6%
Hungría	3.9	7.5	2.5%
Argentina	4.2	7.1	4.7%
China	4.7	5.0	0.2%
Uruguay	1.8	3.9	7.8%
Sudáfrica	2.8	3.6	3.9%
Indonesia	2.2	3.4	4.0%
Venezuela	2.4	3.4	3.0%
Brasil	2.4	3.0	3.0%
Perú	2.1	2.8	3.6%
México	2.2	2.6	1.7%
Bolivia	1.8	2.2	3.0%
Colombia	1.6	2.4	4.1%
Paraguay	2.1	2.1	0.0%
India	1.4	2.0	2.2%
Ecuador	1.1	1.8	3.8%
Mundo	4.1	4.7	1.6%

La producción de maíz en el mundo se ha mantenido en la última década con Estados Unidos a la cabeza (39%), China en segundo lugar (20%) y la Unión Europea (9%). La Unión Europea ha demostrado ser autosuficiente en el consumo de maíz puesto que las exportaciones alcanzan apenas el 6% del consumo total.

Demostrando así que el incremento en la producción de maíz y la autosuficiencia en el consumo no solo de maíz sino de algunos otros productos de la región, se debe al ingreso de países nuevos que aportaron a la producción global de la Unión Europea.

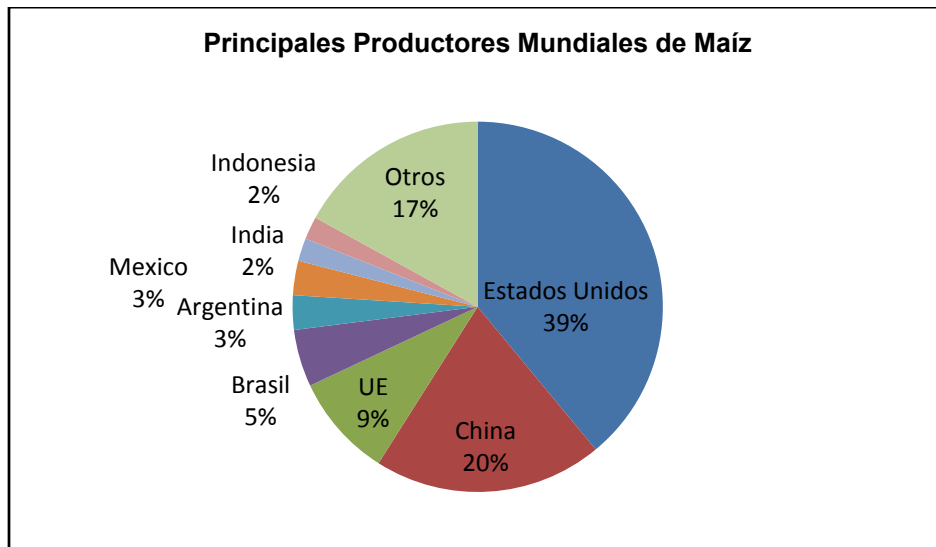


Figura 2. 2 Producción Mundial de Maíz
Fuente: FAO

2.2.1.2. Problemática Actual

Las perspectivas en La Unión Europea establecen que el 5.75% de los combustibles de transporte deben ser biodiesel hasta el 2010. Sin embargo, para esa fecha únicamente las dos terceras partes del objetivo serán cumplidas. Europa utiliza sobre todo palma para la elaboración de biocombustibles.

Las estimaciones de la FAO hasta el año 2016, indican que será Estados Unidos quien seguirá dominando el comercio mundial de maíz. Pero el incremento de la producción de etanol a base de maíz en dicho país y a nivel mundial, dará lugar a un incremento en el precio.

Durante los próximos años, los países se verán obligados a responder a los altos precios del maíz con el incremento en la producción y exportación del mismo. De la misma forma, la mayoría de países de Europa e incluso Latinoamérica se verán obligados a realizar mayores inversiones en agricultura.

Por otro lado a pesar de incrementar su producción e inversión los países de Unión Europea estiman que deberán aumentar sus importaciones de maíz en un 2% anual. Las estimaciones de comercio realizadas, indican que las exportaciones de la Unión Europea se mantendrán similares a los últimos años de la década pasada.

Se suma a todos los problemas el uso de suelos para la producción de etanol y biocombustibles, hecho que a su vez traerá el incremento del precio del maíz y sobre todo el grave problema de la crisis alimentaria. Es decir se destinarán los suelos a la producción de maíz con propósitos de consumo industrial más no para consumo humano.

2.2.1.3. Perspectivas del Mercado Internacional

Las perspectivas mundiales centran sus esperanzas en los próximos años, se predice una bonanza agropecuaria y agroindustrial, debido a que se espera se mantengan los comportamientos mundiales que hacen incrementar la producción de maíz.

Los informes establecen que los precios se mantendrán en valores históricamente altos y que estos cambios en el mediano y largo plazo son y serán liderados por un proceso firme de desarrollo de la producción de los biocombustibles.

Las mayores tasas de crecimiento se observarían en las tres regiones del mundo menos desarrolladas: África, Asia y Latinoamérica, con el 4,3%, 4,0% y 3,8% respectivamente (frente al 2,13% promedio de los países de la Unión Europea).

Por otro lado se espera un aumento en el consumo de maíz y de productos agroindustriales debido al crecimiento de la población mundial y al incremento de ingresos.

Esto se evidenciará mayormente en países en desarrollo, que demandarán más granos y derivados para la producción de biocombustibles.

Se espera se duplique la producción de biocombustibles en Estados Unidos, con lo cual la tercera parte de la producción de maíz se destinará a dicho fin. También China, y Brasil incrementarán sustancialmente la producción de energía renovable. La Unión Europea continuará la expansión del uso de biodiesel, aunque solo cubrirá

el 3.3% del total de combustibles consumidos en el 2010, por debajo del 5.75% planteado como objetivo de aquel entonces. Esto último llevará a que dicho bloque tenga que necesariamente acudir a las importaciones de importantes volúmenes de biodiesel.

Se espera que las regiones del mundo que más crezcan en los próximos años sean aquellas que se encuentran en vías de desarrollo, las que cuentan con una amplia fracción de su población en condiciones de pobreza e indigencia, con profundas necesidades insatisfechas, como lo es la alimentación y el acceso a una dieta más variada y más rica.

2.2.2. Interno

2.2.2.1. Producción

El maíz es uno de los productos más importantes en el contexto alimenticio del Ecuador³. Su aporte a la producción agrícola nacional, seguridad alimentaria y empleo, son motivos por los cuales es fundamental realizar un estudio de las condiciones actuales en que esta gramínea es producida y comercializada en el mercado interno nacional.

La producción ecuatoriana de Maíz en los últimos años ha sido de alrededor de 350 mil tm. La misma se ha visto dinamizada por varios factores, tanto nacionales como internacionales, entre los que están: mayores precios de productos primarios, convenios de absorción de cosecha, incremento del consumo de productos elaborados, entre otros; en el caso del maíz el incremento es su consumo anual promedio fue del 6% en el periodo comprendido entre el año 2000 y 2006.

³ EUROPEAID; Informe Identificación de Elementos estratégicos por cadenas productivas para negociación con – unión europea: caso maíz, soya, balanceados, avicultura y porcicultura. Págs. 5 – 12.

Se espera que la producción anual de maíz sobrepase las 400 mil tm, en los próximos años, en respuesta a un incremento de las áreas sembradas de maíz en el verano, causado por las condiciones del mercado internacional con precios altos y utilización del maíz en la producción alternativa de biodiesel.

La decisión de siembra del maíz está basada principalmente en las condiciones climatológicas estacionales de nuestro país, específicamente en la presencia de lluvias. Esta situación conduce a una marcada estacionalidad en la cosecha, con dos ciclos: el invernal comprendido entre abril y julio donde se genera el 80% de la producción total; y el veraniego comprendido entre septiembre y octubre, en el cual se aprovecha la topografía de las zonas bajas para el cultivo, dado que en las zonas altas no se dispone de una adecuada estructura de riego.

La producción de maíz se destina en más de 90% a la comercialización, el remanente se conserva en las haciendas para ser utilizado principalmente como semilla y alimento de los animales. Mientras que la comercialización de la producción se concentra en la venta a intermediarios, alcanzando valores del 91% en este producto. Este valor ha tenido ligeras reducciones, debido a los nuevos mecanismos de compra implementados por las industrias procesadoras de grano especialmente a nivel de medianos y grandes productores. El crecimiento en la industria puede ser atribuido a una mayor tecnificación, introducción de variedades de mayor producción, sobre todo en el sector de grandes productores.

2.2.2.2. Característica de la estructura productiva

La producción de maíz contempla alrededor de 100 mil unidades productivas, de las cuales su mayoría son menores a 20 hectáreas, pertenecen a pequeños productores en un porcentaje del 70%, y que contribuyen con el mayor porcentaje de superficie y producción, 48% y 46% respectivamente. La producción de maíz se concentra principalmente en cuatro provincias: Los Ríos con el 30%, Manabí con el 22%, Guayas con el 21% y Loja con el 9% del porcentaje de producción nacional.

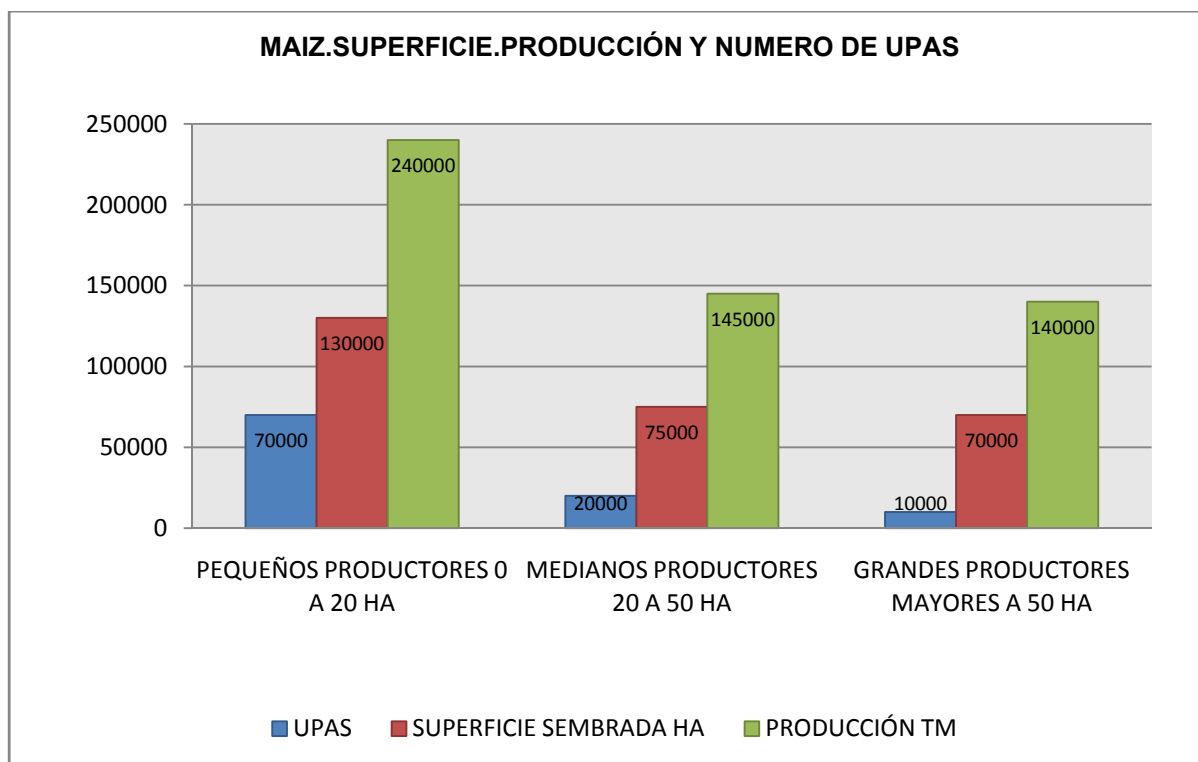


Figura 2. 3 Estructura Productiva del Maíz en Ecuador
Fuente: III Censo Nacional Agropecuario

2.2.2.3. Importancia Social, Económica y de Seguridad Alimentaria

La producción de maíz en el Ecuador es considerada muy sensible desde varios puntos de vista, entre los que cabe mencionar su importancia social como fuente de ingresos y empleo rural, su aporte económico, pero sobre todo su importancia alimenticia como uno de los productos de mayor importancia dentro de la canasta básica familiar.

La producción de maíz genera alrededor de 150 mil empleos directos que equivalen al 8.5% aproximadamente de la población económicamente activa, y más de 500 mil empleos indirectos. En las provincias en las cuales se cultiva maíz como son: Los Ríos, Manabí, Guayas y Loja principalmente, la actividad agrícola mantiene una importancia relativa en los ingresos de los agricultores, así alrededor del 90% viven de la agricultura, de igual forma estas provincias registran índices de pobreza por necesidades insatisfechas bastante altos, en promedio alcanzan el 70% de la población que no pueden disponer de una canasta básica.

Tabla 2. 2 Importancia Económica, Social y de Seguridad Alimentaria

PRODUCTO	MAÍZ
IMPORTANCIA SOCIAL:	
Empleo directo	150000
Familias involucradas	675000
Ingresos totales	87%
Pobreza	70%
IMPORTANCIA ECONÓMICA:	
Valor de la producción	49237.125
Participación en la producción nacional	1.10%
SEGURIDAD ALIMENTARIO:	
Producción/consumo 2006	40%
Importancia/consumo 2006	65%
Aporte calórico diario %	4.30%

Fuente: OCE

2.3. Marco Teórico

2.3.1. Análisis del Proceso de Secado

2.3.1.1. Propósito del Secado de Maíz

El proceso de secado⁴ en el maíz pelado (mote) tiene dos objetivos principales:

- Aumentar el período de almacenamiento puesto que un maíz con 22% de humedad y almacenado a 20 °C de temperatura, se puede mantener durante 10 días, el mismo grano a la misma temperatura pero con un 18% de humedad, podrá ser almacenado durante 38 días.
- Conseguir la madurez comercial del maíz pelado (mote). Generalmente el productor cosecha el maíz antes de que este se encuentre en condiciones

⁴ DE DIOS, Carlos, Secado de Granos y Secadores, Edit. FAO, Cap. I.

óptimas para consumo, el secado acorta el tiempo de espera para que el producto pueda ser consumido.

Evaporar el agua producto de las diferencias de tensión existentes entre la humedad atmosférica y la del grano, es en resumen el proceso de secado. Dicho de otra forma, el proceso de secado elimina el agua existente en el grano y que se considera perjudicial para el mismo.

Dentro del proceso de secado exitoso el grano debe entregarse con una temperatura que no exceda en más de 5 °C la temperatura ambiente además de que el secado aumentará a medida que aumente la renovación del aire seco que rodea el grano. Se debe tomar en cuenta también que todos los granos son entes higroscópicos, es decir están intercambiando humedad en forma permanente con el aire que los rodea. Este intercambio de humedad ocurre hasta que se alcance una condición de equilibrio, definida como:

- La humedad en la que a una temperatura dada y, con el aire a una humedad relativa dada, el grano no toma ni pierde humedad.

Introduciendo el aire caliente producido por la secadora se rompe el equilibrio higroscópico, y esto produce una migración de la humedad de cada grano (agua interior), hacia las capas exteriores, migración que es más evidente cuanto más caliente sea el aire, o circule más fuertemente; cabe resaltar que la velocidad de migración es propia de cada grano y no puede forzarse.

El uso de aire caliente como agente desecante en el proceso responde a una razón muy simple: El aire al ser calentado elimina su humedad relativa buscando así una fuente para recuperar sus condiciones de equilibrio y esta fuente la encuentra en los granos húmedos.

Finalmente, un mal secado de maíz produce el fisuramiento, o incremento en la fragilidad del grano, produciendo como consecuencia un alto porcentaje de quebrado en las posteriores manipulaciones. Otros efectos del mal secado son:

- Pérdida de pigmentos produciendo un alto grado de opacidad en el grano.
- Merma en el rendimiento de aceite.

2.3.1.2. Calor y Temperatura

El calor es definido como la forma de energía que se puede transferir entre dos cuerpos o entre un cuerpo y sus alrededores, esto debido a la diferencia de temperaturas existente. Se debe tomar en cuenta que el calor depende de la masa del cuerpo o sistema y de sus propiedades físicas.

La temperatura es definida como una magnitud que hace referencia a las nociones de calor o frío. Físicamente es una magnitud escalar relacionada con la energía interna de un sistema o cuerpo. Está estrechamente relacionada con la energía sensible; es decir a medida que la energía sensible es mayor se observa que el cuerpo está más caliente o dicho de otra forma su temperatura es mayor.

2.3.1.3. Calor Sensible

Es la energía asociada a los movimientos de las partículas, sea en sentido traslacional, rotacional o en forma de vibraciones. En un sólido los movimientos son simplemente vibratorios y en los gases se presentan los demás movimientos dependiendo de su estructura molecular y del número de átomos.

Se denomina calor sensible a la energía calorífica que aplicada a un sistema, eleva su temperatura. Para calentar un sistema de una temperatura a otra hace falta una cierta cantidad de calor que es distinta para cada sistema.

Cuando un cuerpo recibe calor sin cambiar su estado físico mientras aumenta su temperatura existe calor sensible, se ha observado que el calor necesario para enfriar o calentar un cuerpo depende directamente de la masa y el número de grados en que cambia su temperatura. Por tanto el calor sensible se define como:

$$Q_s = m \times C_p \times \Delta T \quad (2.1)$$

Donde: **Q_s** Calor sensible en KJ; **m** masa a calentar en kg; **C_p** Calor específico en KJ/kg °C; **ΔT** Diferencia de temperatura en °C.

2.3.1.4. Calor Latente

Calor latente es la energía térmica requerida para que un kilogramo de una sustancia cambie su estado físico, suponiendo que este cambio sucede de forma reversible, a temperatura y a presión constantes. La palabra Latente, proviene del latín y significa *escondido*, este término fue utilizado debido a que durante el cambio de estado, no existe aumento de la temperatura del cuerpo.

La transferencia de energía térmica, generalmente se asocia solamente a cambios de la temperatura del cuerpo. Sin embargo, la energía térmica también puede dar lugar a un cambio de fase sin que exista variación de la temperatura del cuerpo. Esto se produce porque es necesario que se realice un trabajo en contra de las fuerzas de atracción que mantienen ligadas a las moléculas del cuerpo, es decir, se requiere proveer una determinada cantidad de energía a las moléculas para separarlas, aún cuando no se modifique la energía cinética de las mismas y, por consiguiente, su temperatura.

Las sustancias puras requieren de una cantidad determinada de energía térmica para mudar su estado de fase. La cantidad de energía térmica necesaria para producir este cambio, se puede determinar a partir de la siguiente expresión:

$$Q_l = m \times \lambda \quad (2.2)$$

Donde: **Q_l** Calor Latente en KJ; **m** masa a calentar en kg; **λ** Calor latente de cambio de estado; es una constante característica de cada sustancia y del cambio de fase que suceda, en KJ/kg.

En la siguiente tabla, se proporcionan los datos referentes a los valores de las constantes de cambio de estado para algunas sustancias:

Tabla 2. 3 Constante de Cambio de estado para algunas sustancias

Sustancia	$T_{\text{fusión}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$L_f \cdot 10^3 \text{ (J/kg)}$	$T_{\text{ebullición}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$L_v \cdot 10^3 \text{ (J/kg)}$
Hielo (agua)	0	334	100	2260
Alcohol etílico	-114	105	78.3	846
Acetona	-94.3	96	56.2	524
Aluminio	658.7	322-394	2300	9220
Estaño	231.9	59	2270	3020
Hierro	1530	293	3050	6300
Cobre	1083	214	2360	5410
Mercurio	-38.9	11.73	356.7	285
Plomo	327.3	22.5	1750	880
Potasio	64	60.8	760	2080
Sodio	98	113	883	4220

Fuente: Koshkin Shirkévich Manual de Física elemental, pág. 74 – 75

2.3.1.5. Calor Específico

Es la energía necesaria para elevar la temperatura de una unidad de masa, de determinada sustancia, en un grado. Se considera también como la magnitud física que indica la capacidad de un cuerpo o sistema para almacenar energía interna en forma de calor.

Puede ser a volumen constante (C_v) o a presión constante (C_p) mientras una unidad de masa, de una sustancia o sistema eleva su temperatura en un grado. El calor específico a presión constante (C_p) es mayor que el calor específico a volumen constante (C_v), porque si se expande un gas mientras se le suministra calor, es necesario suministrar más energía para aumentar su temperatura en un grado, ya que parte de la energía entregada se consume en el trabajo de expansión.

Se necesita más energía calorífica para incrementar la temperatura de una sustancia con un valor alto del calor específico, que la requerida para otra sustancia con un valor menor de calor específico.

Matemáticamente el calor específico es la razón entre la capacidad calorífica de un objeto y su masa.

2.3.1.6. Parámetros Relacionados con el Secado

Contenido de Humedad

Como se mencionó con anterioridad los granos no pueden almacenarse por periodos extendidos si no están secos. Para que un grano se considere seco en términos generales debe tener una humedad del 15%, siendo este valor relativo porque depende de muchos factores como el clima, el tipo de grano, las necesidades de almacenamiento, etc.

Humedad en Base Húmeda y en Base Seca

La medición de la humedad del grano se fija sobre base húmeda, es decir sobre la cantidad de agua que tiene el grano en total (sobre su peso de materia seca más agua). En otras palabras es la masa de humedad sobre la masa total del material fresco a secar. Este dato se puede determinar fácilmente con un higrómetro común y corriente. El contenido de humedad en base húmeda se calcula bajo la siguiente expresión:

$$Hh = \frac{m_w}{m_{sh}} \times 100 \quad (2.3)$$

Donde: H_h Porcentaje de humedad en base húmeda en %; m_w masa de agua en kg; m_{sh} masa de grano húmedo o fresco kg; $m_{sh} = m_{ss} + m_w$; m_{ss} masa de sólido seco en kg;

Resultando la ecuación 2.3 de la siguiente forma:

$$Hh = \frac{m_w}{m_{ss} + m_w} \times 100 \quad (2.4)$$

La humedad en base seca es la cantidad de agua que tiene el grano en relación solamente a la cantidad de materia seca. En ciertas operaciones, sobre todo para trabajos científicos, es preferible usar la humedad en base seca. Esta humedad será siempre mayor que la anterior. El contenido de humedad en base seca se calcula bajo la siguiente expresión:

$$Hs = \frac{m_w}{m_{ss}} \times 100 \quad (2.5)$$

Donde **H_s** Porcentaje de humedad en base seca en %.

El uso de la humedad en base húmeda es imperativo debido a que la masa de sólido permanece constante variando únicamente el contenido de humedad durante todo el proceso y por esto es recomendable expresar este contenido en base seca. Sin embargo la humedad viene dada como un porcentaje del peso total del grano húmedo, por tanto es necesario tener una expresión que relacione las dos formas de contenido de agua:

$$Hs = \frac{m_w}{100 - m_{ss}} \times 100 \quad (2.6)$$

Masa de Humedad a remover del Grano

La cantidad de agua a remover del grano se puede deducir fácilmente de las condiciones iniciales y finales del grano. Siendo esta dependiente del tipo de grano, se obtiene restando el contenido final de humedad del contenido inicial de humedad.

Trabajando en base seca y a partir de la Ecuación 2.5, tenemos:

$$m_w = \frac{Hs \times m_{ss}}{100} \quad (2.7)$$

$$m_{wi} = \frac{Hsi \times m_{ss}}{100}$$

$$m_{wf} = \frac{Hsf \times m_{ss}}{100}$$

$$\Delta m_w = m_{wi} - m_{wf}$$

$$\Delta m_w = \frac{m_{ss}}{100} \times (Hsi - Hsf) \quad (2.8)$$

Donde: Δm_w Masa de agua removida en kg; H_{si} Contenido inicial de humedad en base seca en %; H_{sf} Contenido final de humedad en base seca en %; m_{ss} Masa de sólido seco en kg.

Desarrollamos una fórmula idéntica pero en base húmeda obteniendo:

$$\Delta m_w = m_{ss} \times \left(\frac{Hhi}{100 - Hhi} - \frac{Hhf}{100 - Hhf} \right) \quad (2.9)$$

Donde: H_{hi} Contenido inicial de humedad en base húmeda en %; H_{hf} Contenido final de humedad en base húmeda en %.

Etapas del Secado

A partir de varios estudios realizados y del respectivo sustento teórico se pudo establecer, que el proceso de secado ocurre en dos etapas: La primera en la cual el proceso de secado sucede a velocidad constante y la segunda en la cual la velocidad del secado disminuye paulatinamente. El punto de cambio entre ambas

fases se conoce como punto crítico, y el contenido de humedad asociado al mismo recibe el nombre de humedad crítica. Debido a que en raras ocasiones la tasa de secado es totalmente constante en la primera etapa, esta recibe también el nombre de etapa inicial.

La Figura 2.1, ilustra el comportamiento de la humedad con respecto al tiempo durante el proceso de secado. La primera parte de la curva muestra una recta de pendiente negativa; que corresponde a la etapa inicial del proceso, la siguiente sección corresponde a la etapa de velocidad decreciente.

La línea inferior corresponde al valor de X_e , llamada humedad de equilibrio. Este valor es específico para cada sustancia y es función tanto de la humedad relativa como de la temperatura de cada sustancia.

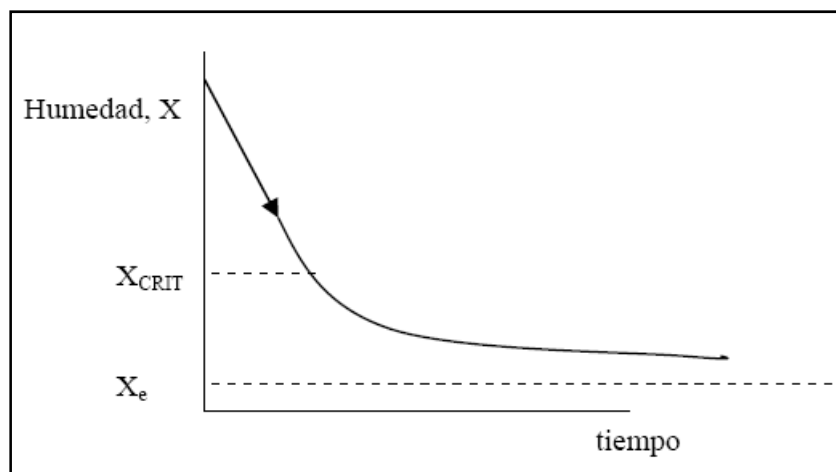


Figura 2. 4 Gráfico Humedad v.s. tiempo

La Figura 2.2, muestra el comportamiento de la tasa de secado con respecto a la humedad en exceso $X - X_e$.

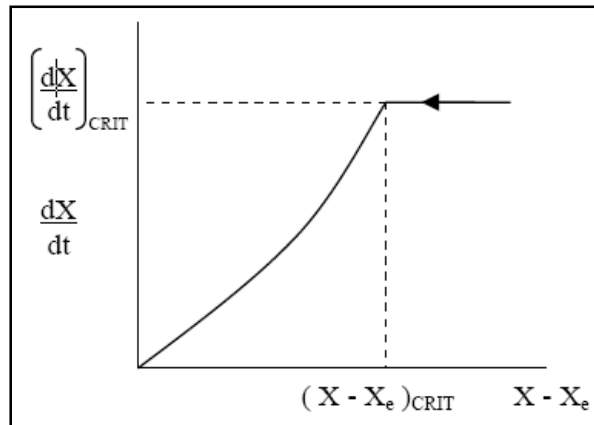


Figura 2. 5 Gráfico Tasa de secado v.s. Humedad en exceso

2.3.1.7. Propiedades Termodinámicas del Aire Húmedo

Existen varias propiedades termodinámicas que definen el comportamiento del aire, entre ellas tenemos:

- Temperatura: Temperatura de bulbo seco, Temperatura de bulbo húmedo, temperatura del punto de rocío
- Cantidad de vapor de agua presente en el aire: Presión de vapor, Razón de humedad, Humedad relativa, Grado de saturación.
- Volumen ocupado por el aire: Volumen específico
- Energía del aire: Entalpía

Temperatura de Bulbo Seco

La temperatura de bulbo seco, es la verdadera temperatura del aire sin importar si este se encuentra húmedo o seco y con frecuencia se la denomina sólo temperatura del aire; se determina fácilmente con un termómetro ambiental (común).

Temperatura de Bulbo Húmedo

La temperatura termodinámica de bulbo húmedo, es la temperatura de equilibrio que se alcanza cuando el aire formado por la mezcla de aire seco y vapor de agua sufre un proceso de enfriamiento adiabático hasta llegar a la saturación.

Temperatura del punto de rocío

La temperatura de punto de rocío, es la temperatura a la cual el aire húmedo no saturado se satura, es decir, cuando el vapor de agua comienza a condensarse, por un proceso de enfriamiento, mientras que la presión y la razón de humedad se mantienen constantes.

Presión de vapor

La presión de vapor, es la presión parcial que ejercida por las moléculas de vapor presentes en el aire húmedo. Cuando el aire está totalmente saturado de vapor, su presión de vapor se denomina presión de vapor saturado.

Razón de humedad

La razón de humedad del aire, es la relación entre la masa existente de vapor de agua y la masa de aire seco en un volumen dado de mezcla.

Es común la confusión entre los términos razón de humedad y humedad absoluta; la humedad absoluta, conocida también como densidad de vapor de agua, es la relación entre la masa de vapor de agua y el volumen que ocupa la mezcla de aire seco más vapor de agua.

Humedad relativa

La humedad relativa del aire, es la razón entre la presión de vapor de agua en determinado momento y la presión de vapor de agua cuando el aire está saturado, todo esto medido a la misma temperatura.

Grado de saturación

El grado de saturación, se define como la relación que existe entre la razón de humedad del aire y la razón de humedad del aire en estado de saturación, a igual temperatura y presión atmosférica.

La entalpía y el volumen específico son propiedades exclusivas de la mezcla de aire seco y vapor de agua, para objetos de trabajo científico se expresan sobre la base de una unidad de masa de aire seco.

Volumen específico

El volumen específico es definido únicamente para aire húmedo, y se expresa como el volumen que ocupa la mezcla de aire seco y vapor de agua por unidad de masa de aire seco.

Entalpía

La entalpía de la mezcla de aire seco y vapor de agua, es la energía del aire húmedo por unidad de masa de aire seco.

2.3.1.8. Procesos Psicrométricos en el Secado

Las propiedades de la mezcla aire seco y vapor de agua son de suma importancia dentro del proceso de secado, existiendo una ciencia específica para el estudio de estas propiedades llamada Psicrometría.

Se define formalmente a la psicrometría como la rama de la física que se encarga de determinar las condiciones del aire atmosférico, concretamente trata la mezcla de aire seco y vapor de agua.

Las propiedades determinadas por la psicrometría son de gran importancia en la etapa de post cosecha de productos agrícolas debido al efecto que tiene sobre los granos la humedad presente en el aire atmosférico. También influye en la conservación y almacenamiento de los granos haciéndose presente de manera directa en el proceso de secado.

El concepto más importante en el secado es el contenido de humedad de equilibrio en el grano. Así se denomina al intercambio recíproco de humedad entre los granos, y el aire que los rodea. El equilibrio del contenido de humedad en el grano se alcanza cuando la presión de vapor que corresponde a la humedad del grano es igual a la presión de vapor del aire presente en la atmósfera, en condiciones fijas de temperatura.

Conocer las condiciones de temperatura y humedad del aire, es de gran ayuda no solo para el proceso de secado de granos; la conservación de frutas y demás productos agrícolas, si no también permite identificar el peso de estos productos, que es dependiente de la humedad y la temperatura.

2.3.1.9. Mecanismos de Transferencia de Calor

I. Conducción

La conducción⁵, es uno de los tipos de transferencia de calor, se produce por la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia, por la interacción entre ellas. La energía térmica se asocia a la energía cinética que poseen las partículas, así a mayor movilidad de las mismas, las sustancias presentan una mayor o menor energía térmica.

Las partículas presentan tres movimientos fundamentales, el de traslación aleatorio, interno y vibratorio; siendo el primero el mayor responsable de la transferencia de energía por conducción. El proceso de transferencia de calor sucede cuando las partículas con niveles energéticos más altos, chocan durante su movimiento aleatorio con otras partículas, durante esta interacción se produce la transferencia de energía. Este tipo de transferencia de calor, se presenta de múltiples formas en la vida diaria, como pérdidas a través de las paredes de hornos y calderas, o en el calor que se trasfiere desde la hornilla de una cocina a los alimentos a través de un sartén.

⁵ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Cap. II y III.

Para determinar la cantidad de calor transferida mediante este mecanismo, se puede emplear el modelo matemático de la ley de Fourier. En el caso particular de la conducción en una pared plana, se puede emplear la siguiente expresión:

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.10)$$

La cantidad de calor que se trasfiere por unidad de área, q''_x (W/m^2), es la velocidad del flujo de calor que atraviesa una superficie perpendicular al mismo, y es proporcional al gradiente de temperatura presente entre las dos superficies de la pared. El signo menos que precede a la expresión se debe a que la conducción térmica se realiza de una zona de mayor energía a una de menor.

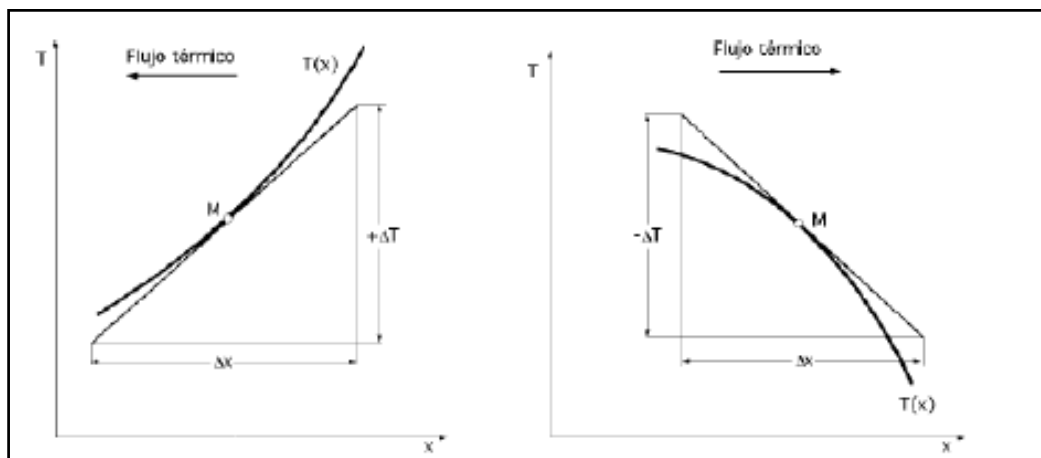


Figura 2. 6 Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción

La constante de proporcionalidad, k , es una propiedad característica de cada material conocida como conductividad térmica ($W/m \cdot K$). En el caso de condiciones de estado estable, el gradiente de temperatura se puede visualizar en la Figura 2. 6.

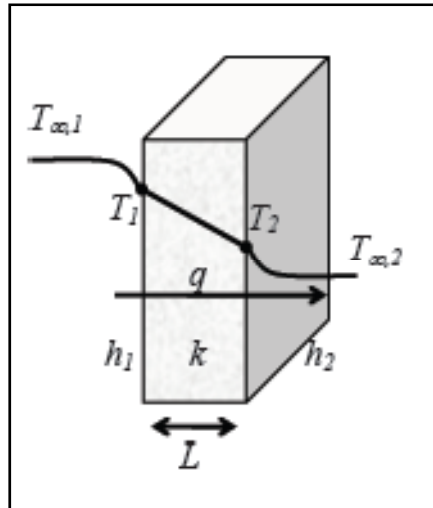


Figura 2. 7 Diagrama de Gradiente Térmico

Expresándose de la siguiente manera:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.11)$$

Relacionando las ecuaciones 2.10 con 2.11, tenemos:

$$q''_x = -k \frac{T_2 - T_1}{L}$$

$$q''_x = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.12)$$

Donde: **k** Constante de conductividad térmica en W/m · K; **ΔT** Diferencia de Temperaturas en K; **L** Longitud en m; **q''_x** Calor Transferido por unidad de área en W/m².

Condición unidimensional de estado estable:

Un sistema unidimensional, se entiende como el modelo de transferencia de calor por conducción que sucede en un solo eje coordenado, mismo por el cual se presenta el gradiente de temperatura. Si bien este sistema, se caracteriza por

permitir un análisis muy sencillo de los procesos de transferencia de calor, entrega resultados muy precisos para varias aplicaciones de ingeniería.

a) Pared plana:

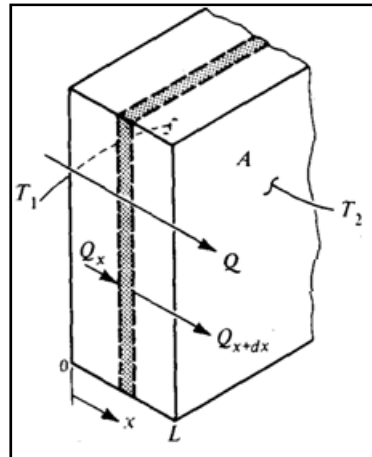


Figura 2. 8 Diagrama de Conducción Unidimensional en Pared Plana

Para determinar la transferencia de calor en una pared plana, se determina un sistema unidimensional de estado estable en una pared sin generación interna de calor, en el cual el flujo de calor sea constante e independiente del espesor de la pared. Para estas condiciones el primer paso es establecer la distribución de temperaturas del sistema aplicando las condiciones de frontera adecuadas, empleando la siguiente expresión de la ecuación de calor

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (2.13)$$

Al suponer constante la conductividad térmica de la pared, integramos dos veces la expresión anterior, para conseguir la solución general

$$T(x) = C_1 x + C_2$$

Para determinar las constantes de integración, aplicamos las condiciones de frontera $x=0$ y $x=L$ en la solución general y obtenemos

$$T_{s,1} = C_2$$

$$T_{s,2} = C_1L + T_{s,1}$$

Obteniendo la siguiente expresión, que demuestra que la temperatura varía de forma lineal con x.

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{L} + T_{s,1} \quad (2.14)$$

A partir de este análisis, determinamos la distribución de temperaturas y procedemos a utilizar la ley de Fourier, para determinar el calor transferido por conducción

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.15)$$

El flujo de calor se determina utilizando el valor del área de la pared normal, así el flujo de calor es

$$q''_x = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.16)$$

Analogía Eléctrica de la Conducción:

Mediante el análisis de la ley de Fourier en sistemas de pared plana, se puede inferir la relación entre la difusión de calor y la carga eléctrica. Dado que una resistencia térmica se asocia con la conducción de calor, se determina que la resistencia térmica para la conducción es

$$R_{t,cond} = \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (2.17)$$

Esta expresión se puede relacionar con la resistencia a la conducción eléctrica expresada en la Ley de Ohm

$$R_e = \frac{E_{s,1} - E_{s,2}}{l} = \frac{L}{\sigma A}$$

La analogía entre el flujo de calor y la electricidad, permite ampliar el problema de la transmisión de calor por conducción a sistemas más complejos, utilizando conceptos desarrollados en la teoría de circuitos eléctricos. De esta manera se resuelven problemas de paredes múltiples, en paralelo o en disposiciones más complejas, al relacionar cada elemento con una resistencia eléctrica y considerar el análisis, como el de un sistema de circuitos eléctricos, en el cual las resistencias pueden estar en serie o paralelo.

En el caso de un sistema de capas múltiples, por ejemplo, el flujo de calor es constante para todo el sistema, flujo que es análogo a la corriente eléctrica (I). Sin embargo, los gradientes de temperatura entre las capas son distintos.

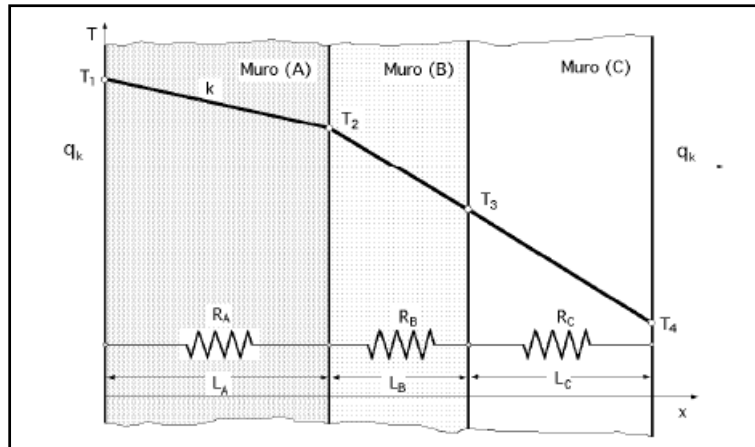


Figura 2. 9 Diagrama de analogía eléctrica

Dado que el calor es el mismo para todas las secciones, se puede expresar en función de la resistividad térmica de cada sección, así

$$q_x = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{L}{kA}\right)_A} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L}{kA}\right)_B} = \frac{T_3 - T_4}{\left(\frac{L}{kA}\right)_C} = \frac{T_1 - T_4}{\left(\frac{L}{kA}\right)_A + \left(\frac{L}{kA}\right)_B + \left(\frac{L}{kA}\right)_C}$$

Al considerar un conjunto de n capas en perfecto contacto, el flujo de calor estará dado por la siguiente expresión

$$q_x = \frac{T_i - T_{i+1}}{\left(\frac{L}{kA}\right)_i} = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{L}{kA}\right)_i} \quad (2.17a)$$

Donde T_1 es la Temperatura superficial de la primera capa; T_{n+1} Temperatura superficial de la capa n.

b) Cilindro

En la mayoría de los casos los sistemas que están compuestos por superficies circulares, como tubos y esferas, experimentan gradientes de temperatura solamente en la dirección radial, por esta razón son tratados como sistemas unidimensionales. De esta manera se puede determinar el calor que se trasmite por un cilindro aplicando la forma apropiada de la ley de Fourier.

En un cilindro hueco, que se presenta en la Figura 2.9, posee dos superficies que están expuestas a fluidos de diferentes temperaturas $T_{s,1}$ y $T_{s,2}$, respectivamente; que posee condiciones de estado estacionario, sin generación interna de calor.

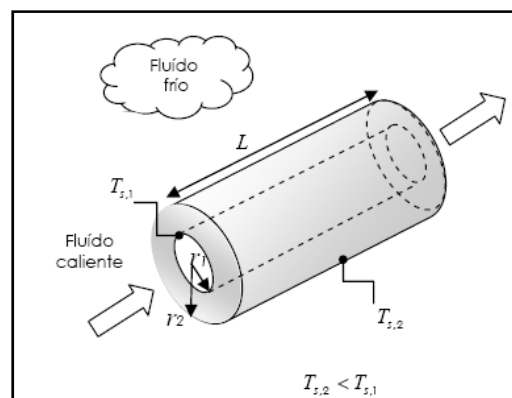


Figura 2. 10 Cilindro hueco con Conducción unidimensional

La ley de Fourier en coordenadas cilíndricas se expresa de la siguiente manera

$$q_r = -kA_r \frac{dT}{dr}$$

Al considerar la geometría del área que realiza la transferencia de calor, la fórmula del área normal a la dirección de la transferencia de calor, tenemos

$$A_r = 2\pi rL \quad (2.18)$$

Así la expresión de la ley de Fourier, para el flujo de calor en cilindros es

$$q_r = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (2.19)$$

Expresando la ecuación 2.19, en términos de integrales con las condiciones de frontera $T(r_1)=T_{s,1}$ y $T(r_2)=T_{s,2}$, podemos obtener la expresión de la distribución de temperatura en la dirección radial del cilindro.

$$\frac{q_r}{2\pi L} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dr}{r} = - \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} k dT$$

Suponemos que el valor de k es constante y procedemos a integrar dos veces, con la finalidad de obtener la solución general

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (2.20)$$

Aplicamos las condiciones de frontera a la solución general para obtener las constantes de integración

$$T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2$$

$$T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2$$

Resolvemos para C_1 y C_2 , sustituimos en la solución general para obtener la expresión de distribución de temperatura

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad (2.20a)$$

Donde: r_1 Radio Interno en m; r_2 Radio externo en m; r Radio en m; $T_{s,1}$ Temperatura de la superficie interna en K; $T_{s,2}$ Temperatura de la superficie externa en K; T Temperatura en el radio deseado en K.

Utilizando la distribución de temperaturas expresada en la Fórmula 2.20, con la ley de Fourier, obtenemos la expresión para la transferencia de calor en cilindros

$$q_r = \frac{2\pi Lk(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.21)$$

Donde: L Longitud del cilindro en m; q_r Flujo de calor W.

Analogía eléctrica:

Del estudio de la expresión de la ley de Fourier, se puede establecer que la resistencia térmica para la conducción radial esta dado por la siguiente formula

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \quad (2.22)$$

II. Convección

La transferencia de calor por convección está compuesta por dos mecanismos, el primero producto del movimiento molecular aleatorio y el segundo causado por el movimiento global de los fluidos. El movimiento de un fluido, en presencia de un gradiente de temperatura, genera transferencia de calor; debido a que las partículas en el fluido mantienen su movimiento aleatorio, de tal manera que la transferencia se debe a la superposición de la energía transportada, por el movimiento aleatorio y el movimiento del fluido. La velocidad de transferencia de calor a través de un fluido es mucho mayor por convección que por conducción. Cuanto mayor es la velocidad del fluido mayor es la velocidad de transferencia de calor.

El proceso de transferencia de calor por convección⁶, es de gran interés en sistemas en que se combinan fluidos en movimiento y superficies limitadas, con diferentes temperaturas. Durante la interacción entre un fluido y una superficie, se produce una región en el fluido conocida como capa límite de velocidad, en esta la velocidad del fluido varía desde cero en la superficie a un valor finito u_{∞} . De la misma manera, si existe una diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie, se genera en el fluido una capa conocida como capa límite térmica, que puede tener un tamaño igual o diferente a la capa límite de velocidad, dependiendo de las condiciones del sistema.

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido se encuentran: la viscosidad dinámica μ , la conductividad térmica k , la densidad ρ . Entre las propiedades de la superficie que intervienen en la convección están la geometría y el grado de aspereza. El tipo de flujo, laminar o turbulento, también influye en la velocidad de transferencia de calor por convección.

El conocimiento del fenómeno de capa límite es de vital importancia, para comprender el proceso de convección. En las moléculas del fluido que se encuentran en contacto con la superficie de forma directa, tienen una velocidad muy

⁶ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Cap. VI.

cercana a cero, en este punto se produce una transferencia por el mecanismo de movimiento aleatorio; a medida que la capa límite se incrementa mientras sigue su movimiento por la superficie, estas partículas arrastran el calor corriente abajo y de ahí al resto del fluido.

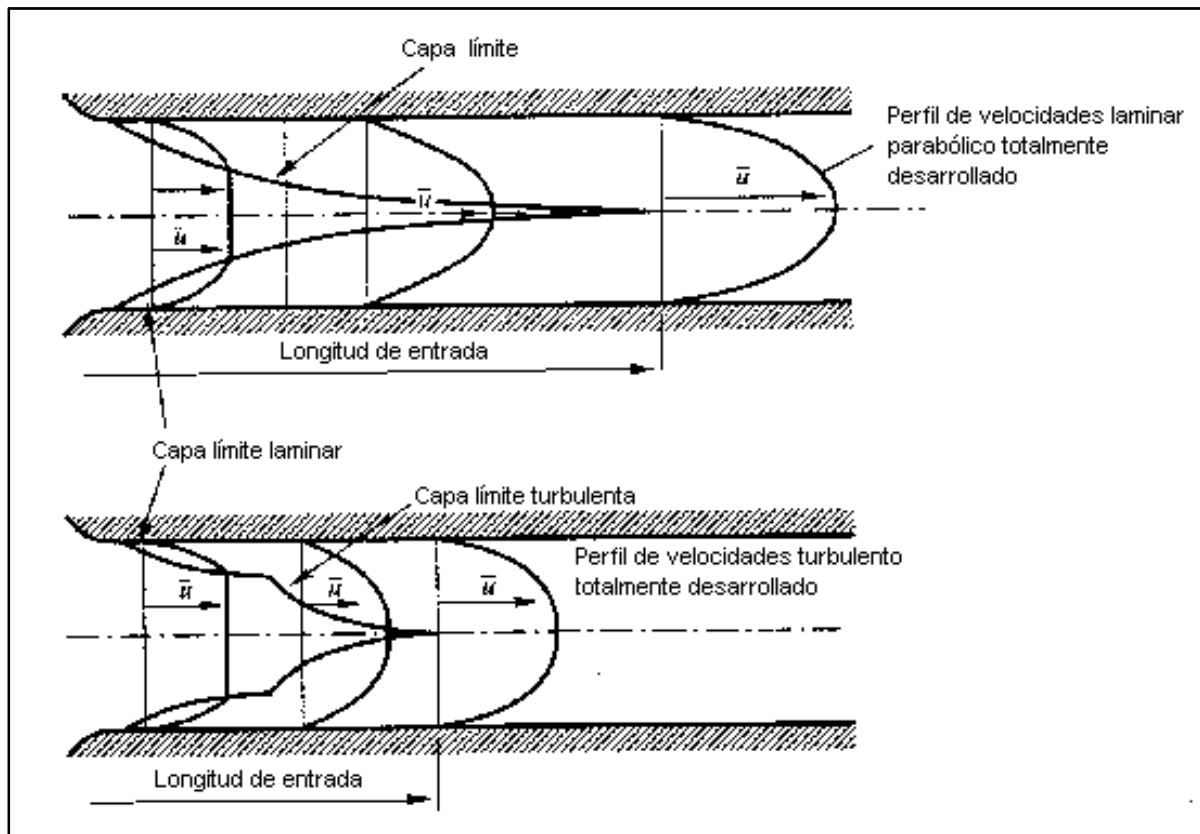


Figura 2. 11 Diagrama de Capa Límite Térmica

La transferencia de calor por convección se clasifica en base a la manera en que se produce el movimiento del fluido. La convección forzada se produce cuando el movimiento del fluido es producido por medios externos como bombas y ventiladores, por el contrario en la convección natural el movimiento del fluido se produce por variaciones de densidades asociadas a los gradientes de temperatura. La utilización de ambos mecanismos, produce la convección combinada, en la cual se potencializa el movimiento natural de los fluidos mediante elementos externos, con el objetivo de lograr una mayor transferencia de calor.

La ley de enfriamiento de Newton, ofrece una expresión que permite establecer el valor de calor transferido por convección es siempre proporcional al gradiente de temperatura, y es igual a:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (2.23)$$

Donde: q'' Calor transferido por convección en W/m^2 ; T_s Temperatura de la superficie en K; T_∞ Temperatura del fluido en K; h Coeficiente de película de convección $W/m^2 \cdot K$.

Cálculo del Coeficiente de Película de Convección

Este coeficiente de convección se obtiene a partir del estudio de las condiciones de capa límite, considerando las distintas situaciones de interacción entre una superficie y un fluido en movimiento. Para determinar el valor del coeficiente de convección, se utilizan expresiones obtenidas a partir de complejos procesos matemáticos, aplicados a las relaciones entre capa límite de velocidad y de temperatura.

Las expresiones obtenidas emplean las siguientes variables, conocidas como números adimensionales, llamadas de esta manera porque es una práctica común retirar las dimensiones a las expresiones físico-matemáticas que modelan el mecanismo y agrupan las variables. En convección se emplean los siguientes números adimensionales:

Número de Nusselt (Nu): Es la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Se considera una capa de fluido de espesor L con sus superficies a diferentes temperaturas, T_1 y T_2 .

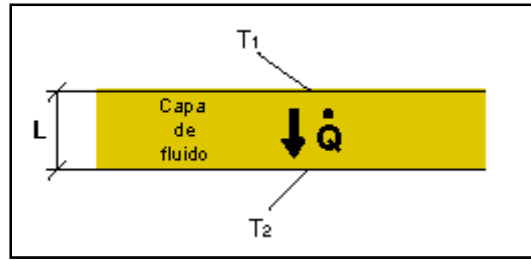


Figura 2. 12 Diagrama de capa límite térmica

Calor de convección:

$$q_{conv} = h\Delta T$$

Calor de conducción:

$$q_{cond} = \frac{k\Delta T}{L}$$

Dividiendo ambas expresiones tenemos

$$\frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k}$$

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (2.24)$$

Donde: **Nu** Número de Nussel; **L** Longitud en m; **k** Constante de conductividad térmica en W/m · K; **h** Coeficiente de película de convección en W/m² · K.

En el caso de sistemas compuestos por tubos circulares, se emplea la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{h\phi}{k} \quad (2.25)$$

Donde: ϕ Diametro de la tubería m.

El valor del número de Nusselt nos indica la eficiencia de la convección, a mayor número mayor eficiencia. El número de Nusselt se emplea en todos los sistemas de convección, tanto en la natural como en la forzada.

Número de Prandtl (Pr): Es la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor entre el espesor de la capa límite, representando además la relación entre la capa límite de velocidad y la capa límite térmica:

$$\frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.26)$$

Donde: **Pr** Número de Prandtl; **μ** Viscosidad dinámica en kg/s · m; **k** Constante de conductividad térmica en W/m · K; **C_p** Calor Específico a presión constante J/kg · K.

El número de Prandtl tiene valores que van desde menos de 0.01 para metales líquidos hasta más de 100.000 para aceites pesados, esto significa que la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de velocidad; los gases poseen valores cercanos a 1, lo que indica que el calor y la cantidad de movimiento se transmiten por el fluido una velocidad similar. Mientras más gruesa sea la capa límite térmica con mayor rapidez se difundirá el calor en el fluido. Este valor se emplea en el cálculo del coeficiente h, tanto en los casos naturales como forzados de convección.

Número de Reynolds (Re): Es la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen del fluido. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, ya sea laminar o turbulento.

$$\frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho VL}{\mu}$$

$$Re = \frac{\rho U_f L}{\mu} \quad (2.26)$$

Donde: **Re** Número de Reynolds; **ρ** Densidad en kg/m³; **L** Longitud en m; **μ** Viscosidad dinámica en kg/s · m; **V** Velocidad del fluido en m/s.

Un valor grande del número de Reynolds indica régimen turbulento, por el contrario un número pequeño indica régimen laminar. El valor de número de Reynolds en el cual el régimen se vuelve turbulento, se conoce como número crítico, tiene un valor de 5×10^5 . El número de Reynolds sólo se utiliza en casos de convección forzada.

Método de cálculo:

El problema básico en convección consiste en determinar el valor del coeficiente de película de convección, h. El coeficiente de película se calcula a partir del número de Nusselt, dado que:

$$Nu = \frac{hL}{k}$$

Entonces

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (2.27)$$

Para encontrar el número de número de Nusselt, es necesario determinar qué tipo de convección está ocurriendo, forzada y natural. En convección forzada el número de Nusselt es función del número de Reynolds y de Prandtl, $Nu = f(Re, Pr)$. En convección natural el número de Nusselt, es una función de los números de Prandtl y Grashof.

El análisis de la convección está basado, mayoritariamente en datos experimentales obtenidos a partir de las llamadas correlaciones, puesto que si bien existen casos que permiten una resolución analítica empleando el método citado, este procedimiento no es práctico desde el punto de vista de ingeniería.

III. Radiación

Es la energía térmica emitida por un cuerpo, que posee una determinada temperatura, esta clase de energía se asocia a los cambios que sufre la configuración electrónica de los átomos. La energía térmica de radiación⁷ es transmitida a partir de ondas electromagnéticas, y a diferencia de la transferencia de calor por conducción y convección, no requiere de un medio material para producirse.

El proceso de transferencia de radiación, se inicia por la cantidad de energía térmica que una superficie emite y la velocidad a la que libera energía por unidad de área. Mediante un desarrollo de la ley de Stefan-Boltzman, se puede establecer el calor emitido por una superficie real y esta dado por:

$$E = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (2.28)$$

Donde: **E** Potencia emisiva superficial en W/m^2 ; **T_s** Temperatura absoluta en K; **σ** Constante de Stefan-Boltzman, igual a 5.67×10^{-8} en $W/m^2 \cdot K^4$; **ε** Emisividad.

La radiación incide sobre las superficies que se encuentran próximas a su fuente. La velocidad con la que una superficie absorbe esta energía se puede expresar mediante la siguiente expresión:

$$G_{abs} = \alpha G \quad (2.29)$$

⁷ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Págs. 8 -10.

Donde: G Velocidad de incidencia de la radiación sobre una superficie en W/m^2 ;
 G_{abs} Velocidad de absorción de radiación por unidad de superficie en W/m^2 ;
 α Absortividad.

El intercambio de energía producto de la radiación, se puede encontrar mediante la siguiente expresión:

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{air}^4) \quad (2.30)$$

Donde: q_{rad} Calor transferido por radiación en W/m^2 ; A Area de absorción en m^2 ; σ Constante de Stefan-Boltzman, igual a 5.67×10^{-8} en $W/m^2 \cdot K^4$; ε Emisividad; T_s Temperatura superficial en K; T_{air} Temperatura alrededores, distinta a T_s en K.

2.3.1.10. Intercambiadores de Calor

En ingeniería existen muchas aplicaciones en las que se hace presente el proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida. El dispositivo utilizado para llevar a cabo este proceso es conocido como Intercambiador de Calor, y sus aplicaciones se pueden encontrar en calefacción, acondicionamiento de aire, producción de potencia, recuperación de calor y algunos procesos químicos.

Para el diseño y dimensionamiento de un intercambiador de calor es necesario tomar en cuenta los principios de transferencia de calor por conducción y convección, en ocasiones el intercambio por radiación también debe ser considerado. Es imperativo involucrar factores como el tamaño, peso, resistencia estructural, caída de presión y sobre todo el costo.

2.3.1.11. Coeficiente global de transferencia de calor

En el caso de paredes bañadas por fluidos, tanto compuestas como sencillas, en muchas ocasiones interesa obtener la velocidad de transferencia de calor en función

de un área y de las temperaturas superior e inferior (sin tener en cuenta las temperaturas intermedias) siguiendo el modelo de la Ley de enfriamiento de Newton:

$$q = U \cdot A \cdot (T_{s,2} - T_{s,1})$$

Donde: **U** Coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$.

En otras palabras el coeficiente global de transferencia de calor para un intercambiador de calor es igual a

$$U = \frac{1}{A \cdot Rt} \quad (2.31)$$

Tomando, por ejemplo el caso de una pared cilíndrica simple bañada por fluidos a diferente temperatura, que se muestra en la Figura 2.12, se demostrará el proceso matemático para obtener el coeficiente global de transferencia de calor.

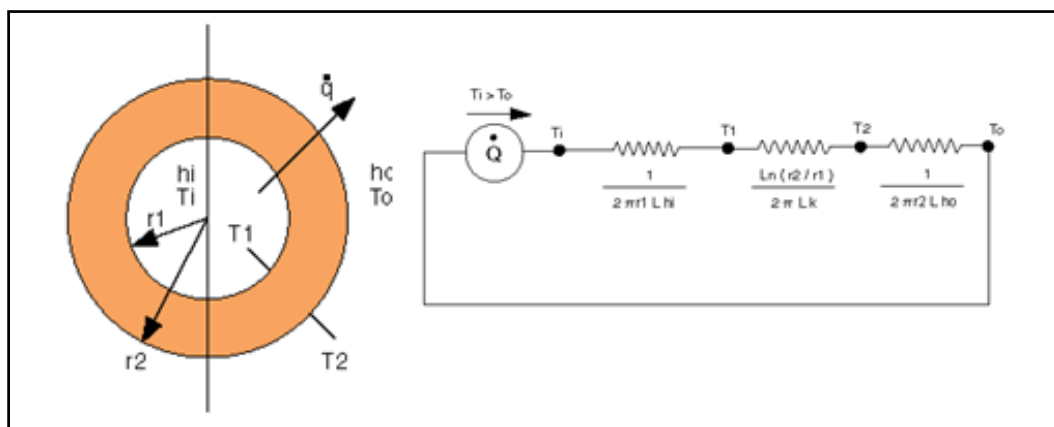


Figura 2. 13 Cilindro con características de convección en ambas superficies

A partir del análisis de transferencia de calor, empleando la analogía eléctrica es posible determinar la resistencia térmica total del sistema y con esto conocer el coeficiente global de transferencia de calor, de la siguiente manera.

$$Rt = \frac{1}{2\pi r_i L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi r_i L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o}\right) A}$$

Así el coeficiente, depende de la superficie que se considere y sus valores pueden cambiar dependiendo de la superficie que se considere como referencia.

2.3.1.12. Tipos de Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor⁸ se clasifican en 4 tipos:

Doble Tubo: Es el intercambiador más sencillo, consta de un tubo interno por donde circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular. Dependiendo del sentido del flujo se clasifica en Flujo paralelo y Flujo contracorriente. Si los fluidos fluyen en el mismo sentido se dice que el intercambiador es de flujo paralelo; en cambio si fluyen en sentidos opuestos se dice que el intercambiador es de flujo contracorriente.

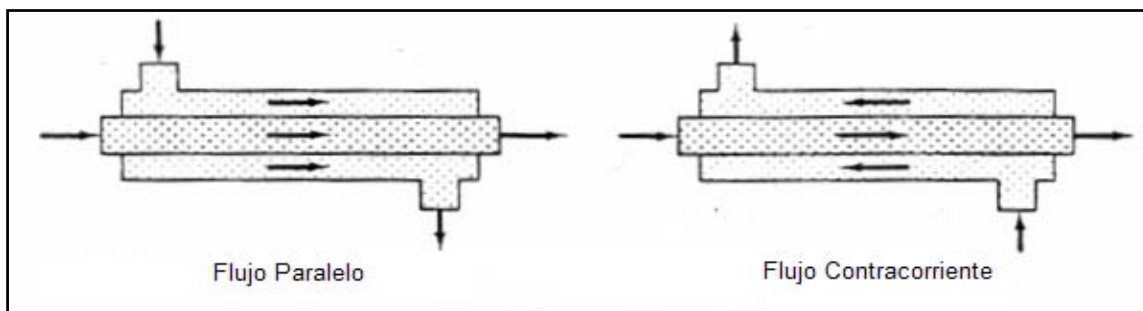


Figura 2. 14 Intercambiador de Calor de doble tubo

⁸ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Cap. XI.

Carcasa y tubo: Es el intercambiador más empleado en la industria por su versatilidad y bajo costo de construcción. Un fluido fluye por el interior de los tubos, mientras el otro es forzado al interior de la carcasa y sobre el exterior de los tubos. El uso de deflectores (baffles) o placas verticales es común, para asegurar que el fluido por el lado de la carcasa induzca una mayor transferencia de calor. Se encuentran también intercambiadores de carcasa y tubo de 2, 4, 8, etc. pasos de tubos y de la misma forma se los puede encontrar con varios pasos de carcasa.

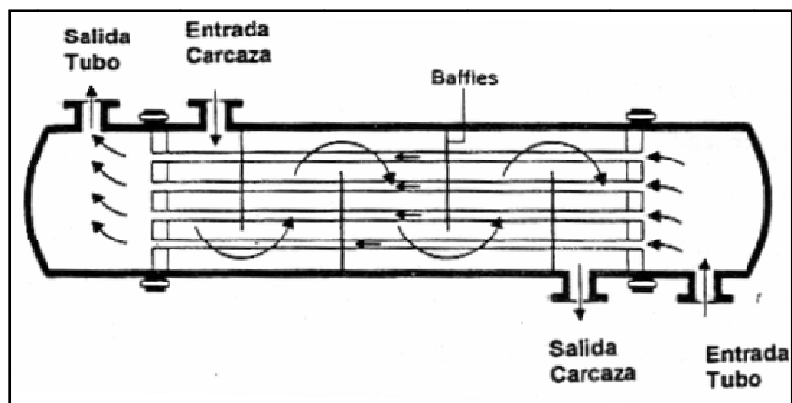


Figura 2. 15 Intercambiador de Calor carcasa y tubo

Flujo cruzado: Un intercambiador de flujo cruzado es aquel en el que los fluidos se mueven perpendicularmente uno al otro. Son comúnmente utilizados en procesos de enfriamiento o calentamiento de aire o cualquier gas. Existen dos tipos de intercambiador de flujo cruzado:

- Fluido mezclado
- Fluido sin mezclar

Un fluido se dice sin mezclar debido a que las aletas impiden el movimiento en la dirección (y) que es la dirección transversal a la dirección del flujo principal (x). En este caso la temperatura del fluido varía con (x) y con (y). Como se puede ver en la Figura 2.15.

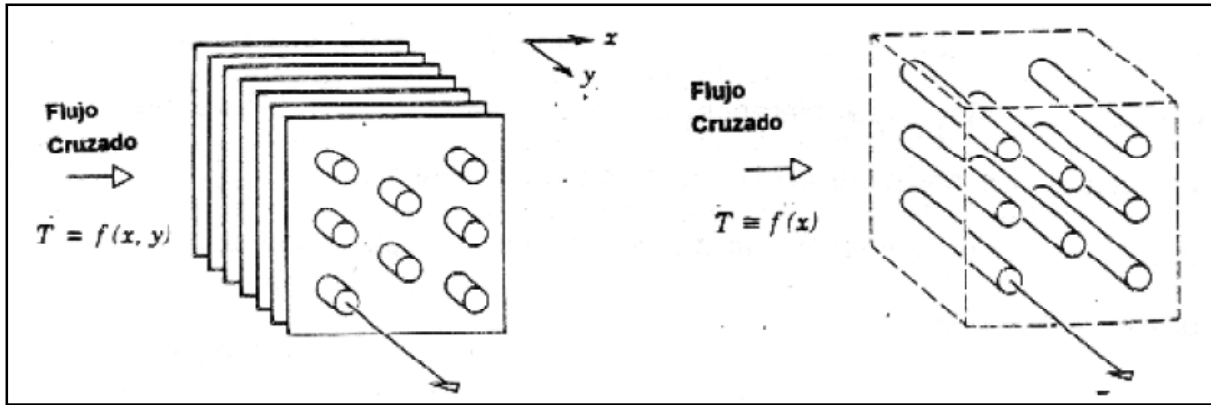


Figura 2. 16 Intercambiador de Calor de flujo cruzado

En cambio para el haz de tubo sin aletear, se dice que el fluido está mezclado ya que la temperatura no cambia en la dirección transversal (y), siendo función exclusiva de la dirección del flujo principal (x).

Cabe recalcar que la condición de los fluidos dentro del intercambiador de mezclado y sin mezclar, influencia significativamente el funcionamiento del mismo.

Compacto: Conocidos de esta manera debido a su reducido tamaño y a su poco peso. Utilizados ampliamente en la industria automotriz, aéreo-espacial y en sistemas de enfriamiento de barcos.

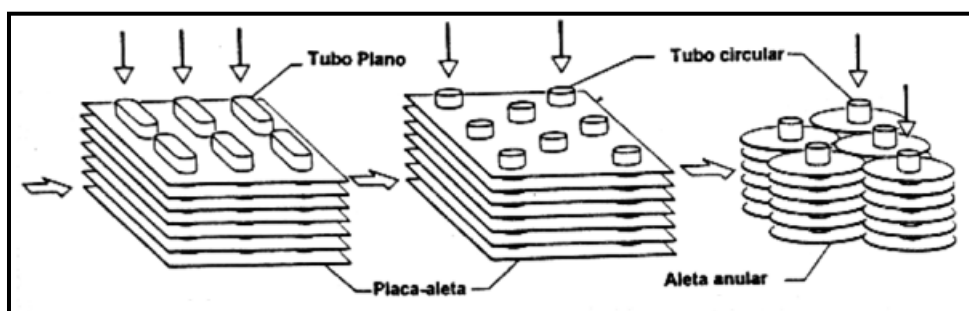


Figura 2. 17 Intercambiadores de Calor compactos

Se trata de intercambiadores de calor con una relación área superficial/volumen mayor que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Un espectro de intercambiadores de calor basado en la relación área superficial/volumen es mostrado a continuación.

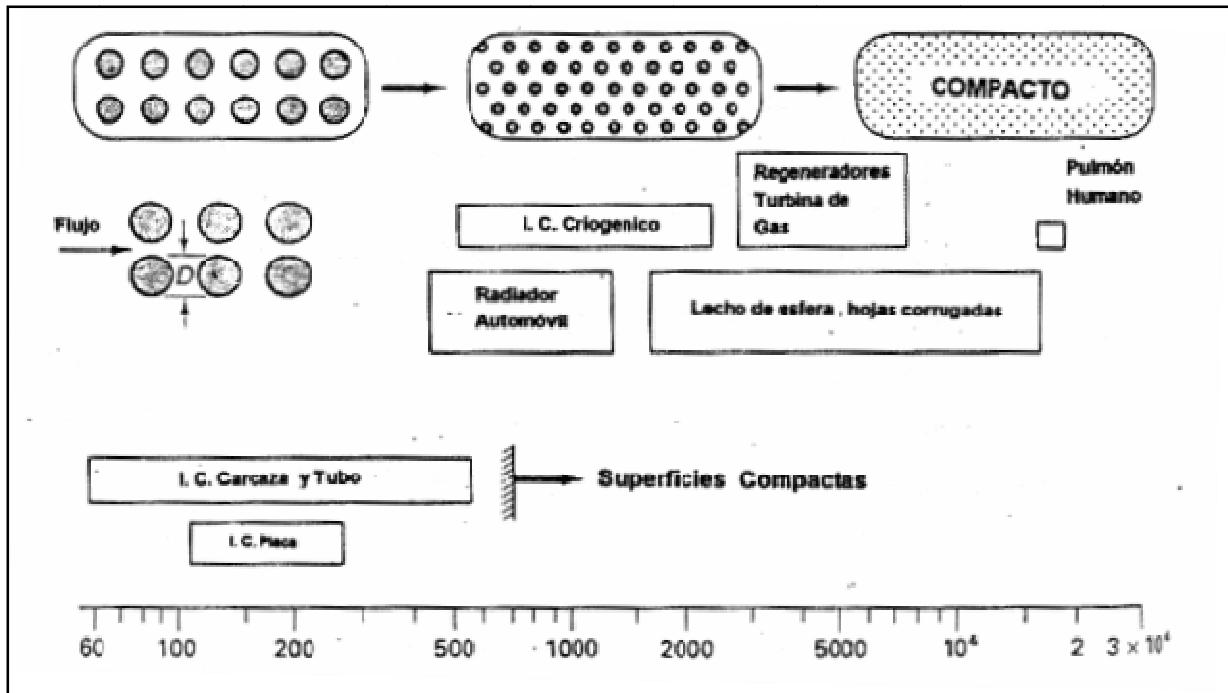


Figura 2. 18 Espectro del parámetro área superficial/volumen (m^2/m^3)

Un intercambiador compacto utilizado en plantas de generación de potencia y en condensadores tiene un diámetro de tubos típico de 1" y una relación área superficial/volumen de $130 m^2 / m^3$. Un intercambiador del mismo tipo utilizado en automóviles posee tubos de 3mm de diámetro y una relación área superficial/volumen de $1100 m^2 / m^3$. Curiosamente los pulmones humanos son dispositivos de transferencia de calor y masa extraordinariamente compactos ya que poseen una relación área superficial/volumen de $17500 m^2 / m^3$ equivalente a tubos de 0,19 mm de diámetro.

2.3.1.13. Tipos de Secadoras de granos por la utilización de los gases

Los sistemas de secado puede ser alimentados ya sea con aire caliente como con gases de combustión; en múltiples formas, generándose por esto un clasificación de los mismos por el método en que se utilizan estos gases para el proceso de secado. El tipo de gas a ser empleado, determina también, el tipo de alimentación que el proceso requiere para seguir en funcionamiento. Así, si se emplea gases de combustión, se puede aprovechar los gases que salen del secador a una temperatura lo suficientemente alta, para producir un efecto de convección natural

que mejore el proceso de transferencia de calor. Sin embargo, generalmente, se utiliza un ventilador de extracción para jalar el gas a través del secador, con la finalidad de lograr un mayor control el flujo de calor que circula por el sistema.

También puede colocarse un ventilador de empuje en la entrada del gas, con la finalidad de obtener una presión similar a la atmosférica dentro del secador; logrando con esto prevenir la fuga de aire frío en los extremos de almacenamiento del secador y hacia el exterior. Los secadores se fabrican para diversas operaciones, mencionándose a continuación los tipos principales:

Calor directo, flujo a contracorriente: Para materiales que pueden calentarse a temperaturas elevadas como: minerales, arena, piedra caliza, arcillas; se puede utilizar gases de combustión como gas de secado. Para sustancias que por su naturaleza no pueden elevar su temperatura excesivamente como ciertos productos químicos cristalinos y azúcar de caña, se debe optar por el uso de aire caliente. El arreglo general es el que se muestra en la Figura 2.15; en el caso de emplear gases de combustión, las espirales de calentamiento se reemplazan por una caldera donde se produzcan estos gases a partir del quemado de gas, aceite o carbón.

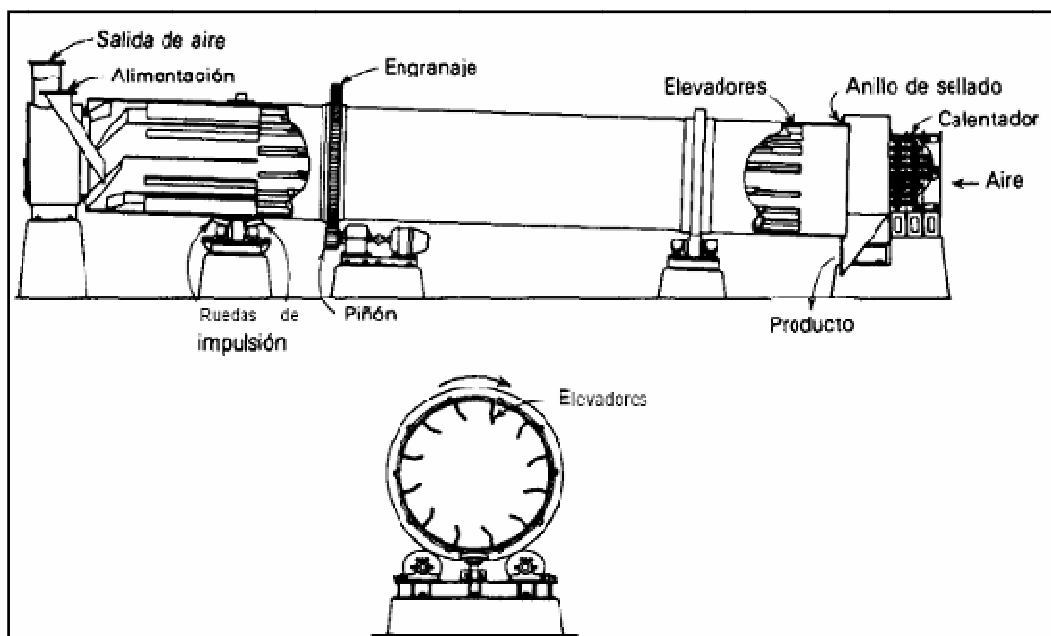


Figura 2. 19 Secador directo de flujo contracorriente

Calor directo, flujo a corriente paralela: Este sistema de secado se utiliza en sólidos cuya contaminación no genera un perjuicio para los mismos, pero que no deben alcanzar temperaturas muy elevadas durante el proceso, debido a que corren el riesgo de dañarse, entre estos productos tenemos por ejemplo al yeso, piritas de hierro, y materiales orgánicos como la turba y la alfalfa. Su constitución es similar a la de los secadores de calor directo, pero en este caso el gas y el sólido ingresan al secador por el mismo sector. En el caso de materiales como pigmentos blancos y similares, cuyas características permiten un secado a mayor temperatura, se puede utilizar el secador indirecto que se muestra en forma esquemática en la Figura 2.16, puesto que alcanza una elevada temperatura durante el secado, pero evita que el producto se contamine con los gases de combustión.

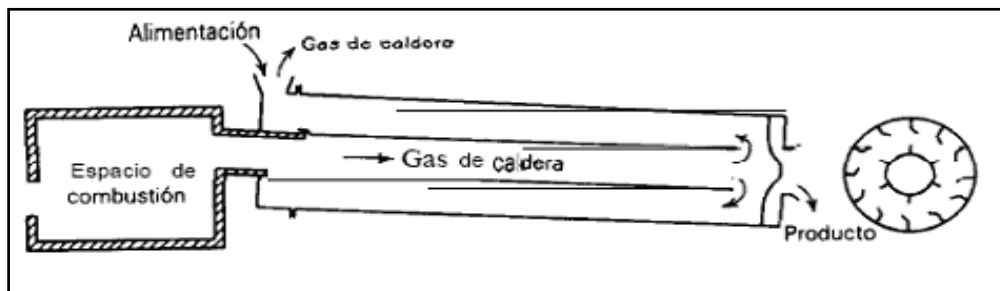


Figura 2. 20 Secador directo de flujo paralelo

Calor indirecto, flujo a contracorriente. En el caso de los sólidos, como el alimento para ganado, granos para cerveza, plumas y similares; donde se requiere un proceso de secado indirecto de alta temperatura, se puede utilizar el secador de tubería con vapor que se muestra en la Figura 2.17. El secador puede contar con una, dos o más hileras concéntricas de tubos, que conducen el gas caliente y producen la transferencia de calor.

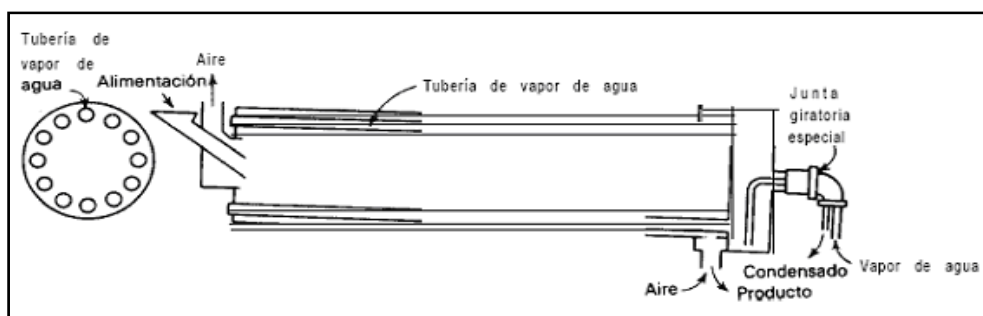


Figura 2. 21 Secador indirecto de flujo contracorriente

Directo-indirecto. Estos secadores, pueden emplearse en productos que pueden ser secados a altas temperaturas y sin que exista algún riesgo por contaminación; además brindan una alternativa mucho más económica a los secadores directos, sobre todo cuando los sólidos a ser secados poseen grandes porcentajes de humedad o en el caso de que los costos de los combustibles sean muy elevados. En la Figura 2.18 se muestra un arreglo clásico de estos secadores. Materiales como la lignita, carbón y coque pueden secarse empleando este sistema en una atmósfera inerte a temperaturas relativamente altas sin peligro de que se quemen o de provocar una explosión de polvos.

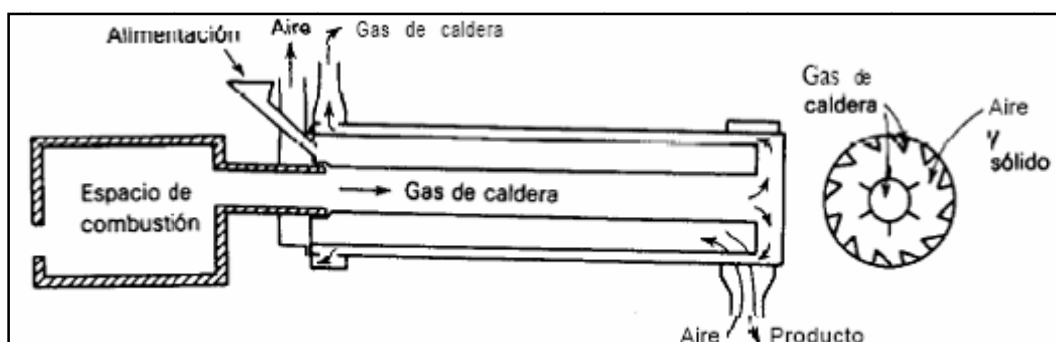


Figura 2. 22 Secador Directo-Indirecto

2.3.2. Biocombustibles Sólidos

Dentro de las aplicaciones energéticas con fuentes de energía renovables, se ha venido incrementando en la última década, el uso de productos obtenidos a partir de residuos orgánicos de distinto tipo. Estos productos son comúnmente conocidos como biomasa.

Se considera como biocombustible sólido⁹ a aquella materia sólida que puede combustionar, es susceptible de ser utilizado en aplicaciones energéticas, no es de origen fósil, y está compuesta por materia orgánica de origen vegetal o animal e incluso puede ser un producto de procesos físicos tales como el astillado, molienda y secado.

⁹ SANCHEZ, David, Normalización de biocombustibles sólidos y sus usos térmicos, Págs. 7 – 24.

Distintos sectores productivos dan origen a los biocombustibles, desde los cultivos agrícolas o los aprovechamientos forestales, hasta los residuos producidos en industrias agroalimentarias o forestales.

Las fuentes de biocombustibles sólidos, conocidas son:

- Desechos agrícolas: Cereales grano, originando pajas. Frutales y viñedo, cuya poda anual es una fuente considerable de material combustible. Algunos cultivos industriales, como los textiles y oleaginosas, que producen como residuo los tallos.
- Desechos ganaderos: Estiércol de ganado
- Desechos forestales: Residuos de ramas, Corteza, Serrín y virutas de ramas, Hojas, Leña para astillas.
- Desechos urbanos: Materiales resultantes de un proceso de fabricación, transformación, utilización, consumo o limpieza.
- Desechos industriales: Conservas vegetales, extracción de aceites, extracción de vinos. Frutos secos.

2.3.2.1. Tipos de Biocombustibles Sólidos

La gran adaptabilidad de la biomasa ha permitido que mediante su procesamiento específico se puedan obtener una serie de combustibles sólidos, líquidos y gaseosos que pueden ser utilizados para cubrir necesidades energéticas de confort, transporte, cocinado, industria e incluso electricidad. En el procesamiento de biomasa se pueden obtener varios productos mostrados en la Tabla 2.4, que incluyen también biomasa sin procesar.

Tabla 2. 4 Tipos de biocombustibles

Sólidos	Líquidos	Gaseosos
<ul style="list-style-type: none">- Paja- Leña sin procesar- Astillas- Briquetas y "pellets"- Triturados finos (menores de 2 mm)- Carbón vegetal	<ul style="list-style-type: none">- Alcoholes- Biohidrocarburos, biodisel- Aceites vegetales y ésteres derivados de ellos- Aceites de pirólisis	<ul style="list-style-type: none">- Gas de Gasógeno- Biogás- Hidrógeno

Paja

Considerada dentro del tipo de biocombustibles sólidos más importantes, perteneciente al grupo primario de sólidos combustibles, está constituida por materias lignocelulósicas. Proviene del sector agrícola o forestal.

Se considera dentro de este grupo a los restos de vid, olivo, frutales y cortezas; los restos de podas y aclareos de las masas forestales son materia típica para elaboración de biocombustibles sólidos de origen agrario.

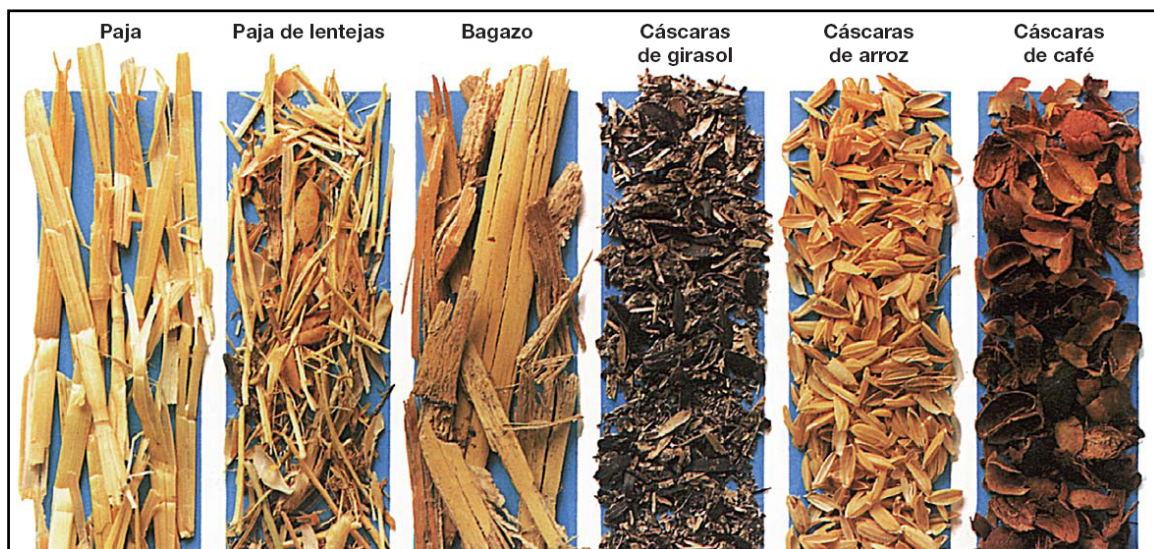


Figura 2. 23 Tipos de paja combustible

Leña sin procesar

El tipo leñoso de biomasa comprende troncos, ramas, estacas, serrín y otros residuos de las actividades de la tala y procesamiento de árboles y madera, así como el carbón y otros combustibles derivados del proceso de conversión de la misma. Las fuentes primarias de combustibles de la madera son los bosques y otras tierras no boscosas.

La energía de la madera es y será una fuente energética importante en los países en vías de desarrollo. El uso de los combustibles de la madera está aumentando, aunque no al nivel de los combustibles fósiles.

En los países en vías de desarrollo los combustibles de madera son una fuente energética muy importante y vital para la estabilidad nutricional de las familias pobres en zonas rurales. Muchos estudios sobre la contribución de los bosques y árboles al sector energético indican que los combustibles de la madera son una gran fuente de energía en América Latina, Asia y África. Estimaciones sugieren que la madera es consumida globalmente a una tasa que representa 15 % de la energía usada en el mundo.



Figura 2. 24 Leña sin procesar

Astillas

Se obtienen a partir de los restos leñosos de las operaciones de corte de madera, o de las podas de árboles de cultivos leñosos. Su uso más común se presenta en quemadores específicos (que necesiten inyectores, por ejemplo); al usar las astillas para estos fines es necesario molerlas para obtener un combustible más fino y a fin de eliminar restos como vidrio, arena, etc. Se pueden emplear de manera adecuada y fácil en hornos cerámicos, hornos de panadería, viviendas individuales, calefacción de viviendas rurales y de pequeñas industrias.



Figura 2. 25 Procesamiento de astillas

Briquetas

La producción de briquetas se trata de una forma de procesar el serrín procedente de las industrias del mueble y la madera. Se trata de cilindros con un diámetro de 50 a 130 mm y una longitud de 5 a 30 mm, poseen una densidad elevada (entre 1.000 y 1.300 kg/m³). Son fabricados por medio de prensas, en las que el material es sometido a altas presiones y se calienta, produciendo en su interior procesos termoquímicos que favorecen la cohesión del material, generalmente se añaden adherentes artificiales para facilitar la cohesión y reducir la presión de formado.



Figura 2. 26 Formación de briquetas

Pellets

Se trata de cilindros más pequeños que las briquetas. La materia prima, al igual que en el caso de las briquetas, debe tener poca humedad y baja granulometría.

Se preparan mediante prensas de granulación en las que la compactación se consigue de forma natural mediante la adición de químicos que no contengan elementos contaminantes en el proceso de combustión. Al ser un producto muy manejable por su tamaño su uso ha sido extendido incluso para labores de automatización de procesos.



Figura 2. 27 Pellets de madera

Carbón vegetal

Se obtiene mediante la combustión lenta y parcial de biomasa leñosa con un cierto contenido en humedad a una temperatura variable entre 250 °C y 600 °C. Dependiendo del contenido de cenizas el contenido calórico del carbón vegetal es de unas 6.000 a 8.000 kcal/kg. En el proceso de transformación se forman también un conjunto de aceites pesados y de productos de naturaleza diversa que se aglutinan con la denominación de breas o “aceites de pirólisis”, y que pueden utilizarse para fines energéticos en sustitución de combustibles líquidos.



Figura 2. 28 Carbón vegetal

2.3.2.2. Ventajas Ambientales

- La combustión de biomasa también produce CO₂, pero una cantidad igual a la emitida en la combustión fue captada previamente por las plantas durante su crecimiento, por lo que esta combustión no supone un incremento neto de este gas en la atmósfera.
- Al tener escaso contenido en azufre, la combustión de la biomasa no produce óxidos de este elemento, causantes de las lluvias ácidas.

- Las cenizas de la combustión son recuperables, estas contienen elementos minerales con importantes valores fertilizantes.
- Gran parte de la biomasa es considerada basura por lo que su uso y posterior combustión supone convertir un residuo (basura) en recurso aprovechable.

2.3.2.3. Ventajas Socioeconómicas

- Disminuye en alto grado la dependencia del abastecimiento de combustibles fósiles.
- Las comunidades rurales se ven beneficiadas al reducir sus gastos en combustibles y tienen la oportunidad de realizar cultivos energéticos en sustitución de los tradicionales; lo que significa a largo plazo una mayor ganancia económica.
- La creación de cultivos energéticos supone la creación de nuevos puestos de trabajo con el consiguiente incremento en la actividad del sector agrario y sus inversiones (maquinaria, técnicos, fertilizantes, etc).
- Se presentan nuevas oportunidades de negocio, favorece la investigación y el desarrollo tecnológico del país.

2.3.2.4. Poder Calórico de los Diferentes Tipos de Biomasa

Todas las formas de biomasa tienen su propio valor calorífico, el cual se expresa como la cantidad de energía por unidad física. El poder calorífico es la energía que se libera cuando la biomasa se quema completamente.

Tabla 2. 5 Poder Calórico de la biomasa, Fuente: IBERDROLA

Poderes caloríficos de diferentes tipos de biomasa				
TIPO DE BIOMASA	PCI			PCS
<i>Contenido en humedad (%)</i>	<i>0</i>	<i>10</i>	<i>15</i>	<i>0</i>
RESTOS DE CULTIVOS HERBÁCEOS				
■ Paja de cereales	4060	3630	3300	4420
■ Tallos de girasol	3700	3310	3090	4060
<i>Contenido en humedad (%)</i>	<i>0</i>	<i>20</i>	<i>40</i>	<i>0</i>
RESTOS DE CULTIVOS LEÑOSOS				
■ Sarmientos de vid	4200	3280	2310	4560
■ Ramas de poda del olivo	4240	3190	2135	4600
<i>Contenido en humedad (%)</i>	<i>0</i>	<i>20</i>	<i>40</i>	<i>0</i>
RESIDUOS FORESTALES				
■ Leñas y ramas				
■ Coníferas	4590	3590	2550	4950
■ Frondosas	4240	3310	2340	4600
■ Cortezas				
■ Coníferas	4670	3650	2650	5030
■ Frondosas	4310	3370	2380	4670
<i>Contenido en humedad (%)</i>	<i>0</i>	<i>10</i>	<i>15</i>	<i>0</i>
RESTOS DE AGROINDUSTRIAS				
■ Cáscara de Almendra	4400	3940	3690	4760
■ Cáscara de Avellana	4140	3710	3470	4500
■ Cáscara de Piñón		4570	4090	3830 4930
■ Cáscara de Cacahuete	3890	3480	3260	4250
■ Cascarilla de arroz		3770	3370	3150 4130
<i>Contenido en humedad (%)</i>	<i>0</i>	<i>15</i>	<i>35</i>	<i>0</i>
RESTOS DE INDUSTRIAS FORESTALES Serrines y virutas				
■ Coníferas	4880	4520	3796	4880
■ Frondosas de clima templado	4630	4270	3580	4630
■ Frondosas tropicales	4870	4520	3780	4870

PCS: poder calorífico superior (en kcal/kg)
PCI: poder calorífico inferior (en kcal/kg).

La madera totalmente seca la cantidad de energía liberada en la combustión por unidad de peso es más o menos igual en todas las especies, con un valor promedio de 20 MJ/kg para madera de tronco.

Los valores pueden variar ligeramente de este promedio, según el contenido de ceniza para ramas pequeñas, tienden a ser más bajos y más variables. Sin embargo, en la práctica, la humedad relativa es el factor más importante que determina el poder calórico.

2.3.3. Procesos de Termoquímicos de Conversión de la Biomasa

Existen múltiples procedimientos para aprovechar la energía almacenada en la biomasa, los más utilizados son los termoquímicos y biológicos. Los métodos termodinámicos utilizan el calor como fuente de transformación de la biomasa; y se emplean principalmente en casos de biomasa seca, y, en particular, con paja y madera; y se clasifican de la siguiente manera:

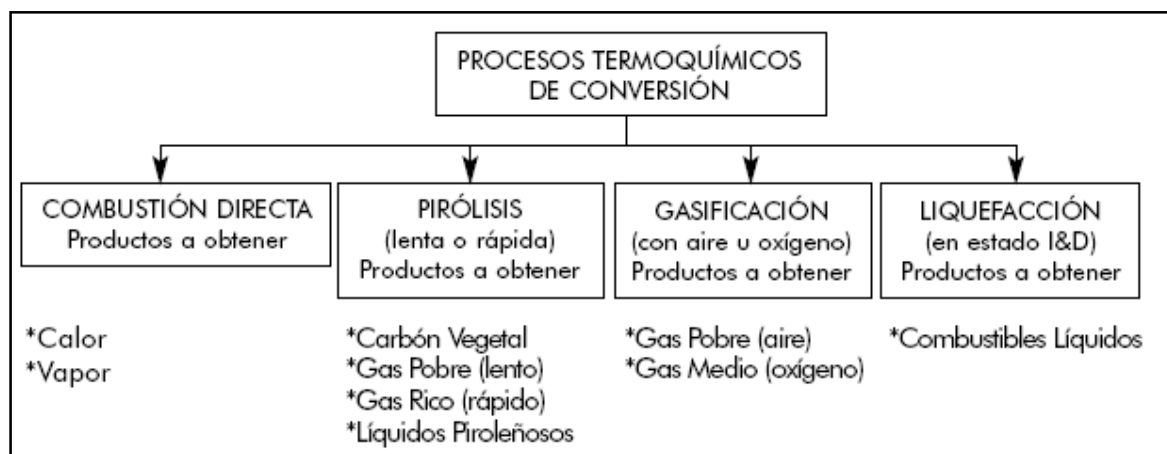


Figura 2. 29 Tipos de procesos termoquímicos de conversión de biomasa

2.3.3.1. Pirólisis:

Es un tipo de combustión incompleta, producida a 500 °C de forma anaerobia, este procedimiento se ha empleado desde hace mucho tiempo para obtener carbón vegetal a partir de la biomasa. Durante este proceso, se produce también el denominado gas pobre, que es una mezcla de monóxido (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrógeno (H₂) e hidrocarburos, capaz de servir como combustible para alimentar motores diesel, generar energía eléctrica y para mover vehículos, pese a su bajo poder calórico. El gas pobre obtenido puede ser utilizado directamente o servir para la síntesis de metanol, biocombustible que en el futuro podría sustituir a los combustibles fósiles para la alimentación de los motores de combustión interna.

Una variante de este proceso, llamada *pirólisis flash*, produce un gas con mejores características, debido a que se realiza a una temperatura mayor, cercana a los

1.000 °C; lo que garantiza una gasificación casi total de la biomasa. La pirolisis y la gasificación de la biomasa, se desarrolla en instalaciones llamadas gasógenos. La gasificación tiene ventajas con respecto a la biomasa original:

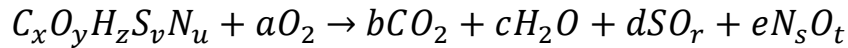
- El gas producido es más versátil y se puede ser utilizado como sustituto del gas natural
- Puede utilizarse para generar energía eléctrica, al ser empleada para alimentar motores de combustión interna y turbinas de gas.
- Su combustión produce una menor cantidad de impurezas y cantidad de contaminantes, comparada con la producida por la quema de combustibles fósiles.

2.3.3.2. Combustión:

Es el procedimiento más sencillo y utilizado, para obtener energía térmica a partir de la biomasa, tanto en aplicaciones domésticas como en el sector industrial en la obtención de vapor mediante calderas o para calor de proceso. Las tecnologías empleadas para la combustión directa¹⁰ de la biomasa cubren un amplio espectro, que incluye procedimientos sencillos como la quema directa a fuego abierto, utilizado en algunas zonas para la cocción de alimentos, hasta calderas de alto rendimiento.

La combustión es una reacción química de oxidación, donde el oxígeno actúa como agente oxidante, se produce de manera violenta y exotérmica, genera un incremento de temperatura y emisión de luz. Durante el proceso de combustión de material orgánico o biomasa, esta reacciona con el oxígeno produciendo energía suficiente para vencer la inercia térmica del sistema y autoalimentarse; dado que la reacción es del tipo exotérmico empieza a ceder energía al medio y los productos de la combustión generan llama al llegar a la temperatura de ignición. En este proceso los combustibles orgánicos se oxidan completamente, dando lugar a los siguientes productos:

¹⁰ ORTEGA, Mario, Energías Renovables, Edit. Paraninfo, Págs. 198 – 203.



Donde: $C_xO_yH_zS_vN_u$ Materia orgánica combustible; O_2 Oxígeno comburente; CO_2 Dióxido de carbono; H_2O Agua; $SO_r + N_sO_t$ Óxidos de azufre y nitrógeno.

La combustión puede ser incompleta generando carbón y monóxido de carbono (CO) como subproductos del proceso, esto puede ser causado por un déficit de oxígeno o un exceso de humedad en la biomasa. Debido a la cantidad de humedad presente en la biomasa, más del 50%, es necesario un pre proceso de secado para reducir el agua en la materia vegetal hasta valores inferiores al 15%, valor adecuado para una buena combustión. Además, la baja cantidad de azufre en la materia orgánica prácticamente no produce emisiones en forma de óxidos al ambiente; de la misma manera la corrosión en los equipos de combustión es mínima, debido a la baja cantidad de ácido sulfúrico que se forma durante el proceso, comparada con la que se obtiene en procesos similares que emplean combustibles fósiles.

El poder calórico de un combustible es la cantidad de energía que el mismo desprende durante la combustión, y se mide en Kcal/kg; el índice de contenido energético de los combustibles esta dado por el poder calórico superior e inferior. El poder calórico superior (P.C.S) se establece en condiciones particulares: el aire debe estar seco, a una atmósfera de presión y 0 °C grados de temperatura; y los productos del proceso se enfrían hasta los 0 °C, condensando el vapor de agua formado. El valor del P.C.I o poder calórico inferior, es igual a la diferencia entre el P.C.S y el calor latente de vaporización de la cantidad de agua condensada.

El valor del P.C.S puede determinarse de manera aproximada, si se conoce la composición porcentual más importante de la biomasa empleada en el proceso de combustión, aplicando métodos de análisis químico, mediante la fórmula establecida por Dulong:

$$P.C.S = \frac{8100 \cdot \%C + 34000 \cdot \left(\%H - \frac{\%O}{8}\right) + 2500 \cdot \%S}{100} \quad (2.32)$$

Donde: %C, %H, %O, %S Porcentaje constitutivo de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre, respectivamente; de la biomasa empleada.

La humedad es otra propiedad físico-química importante del combustible, esta se puede determinar de manera experimental al comparar el peso de la biomasa húmeda y seca. La humedad relativa se puede referir ya sea en base húmeda %h o en base seca %h':

$$\%h = \frac{P_h - P_s}{P_h} \quad (2.33)$$

$$\%h' = \frac{P_h - P_s}{P_s} \quad (2.34)$$

$$\%h = \frac{1}{1 + \%h'} \quad (2.33a)$$

Donde: %h Humedad relativa en base húmeda; %h' Humedad relativa en base seca; P_h Peso húmedo en kg; P_s Peso sedo en kg.

El P.C.I del combustible puede encontrarse a partir del P.C.S y el %h, aplicando la siguiente relación:

$$P.C.I = P.C.S - 560 \frac{\%h}{100} \quad (2.35)$$

El rendimiento de la combustión depende en gran medida del procedimiento de combustión que se emplee, además variables como el tipo y presentación de biomasa vegetal empleada y la cantidad de humedad de la misma, afectan también el resultado de la combustión. En procesos de combustión normales se pueden esperar rendimientos entre el 30% y el 90% sobre el P.C.I. Casi todos los residuos subproductos del laboreo, transformación agrícola y procesos industriales tales como cascaras de almendra, cascarilla de arroz, viruta, recortes de chapa, entre otros; pueden ser quemados para obtener energía térmica o generar energía eléctrica.

2.3.3.3. Contenido de humedad en la Biomasa

El contenido de humedad en la biomasa se define como la cantidad de agua presente en la misma expresada como porcentaje de su peso. Para biomasa combustible este es el factor más crítico pues determina el poder calórico o la energía que esta puede liberar. En el proceso de combustión primero se gasta energía por la necesidad de evaporar el agua presente y luego se tiene el calor disponible; por esta razón cuanto más elevada la humedad menor será el poder calórico.

El contenido de humedad puede variar dependiendo del tipo de biomasa, el tiempo entre su cosecha y su uso, la humedad atmosférica e incluso su almacenamiento. Después de haberla cosechado, ésta perderá su humedad hasta que establezca un equilibrio con el ambiente.

El valor de la humedad se puede indicar según sea en base seca o en base húmeda:

- En base seca se define como la fracción del peso del agua dentro de la biomasa y el peso del mismo material seco, expresado como porcentaje.
- El contenido de humedad en base húmeda es la fracción del peso del agua dentro de la biomasa y el peso total del material.

El valor en base húmeda siempre es más bajo que en base seca, por lo que es muy importante indicar el método aplicado. La Figura 2.25 muestra la variación del valor calórico para diferentes cifras del contenido de humedad.

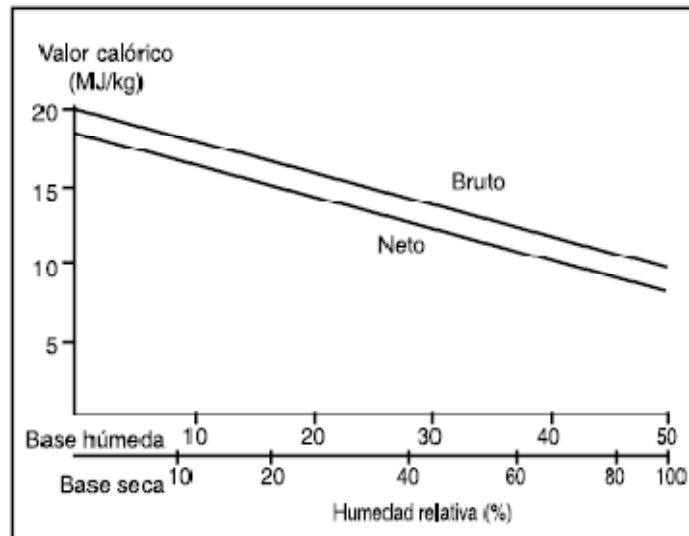


Figura 2. 30 Valor calórico en función de la humedad relativa

2.3.4. Quemadores de Biomasa

2.3.4.1. Calderas de Biomasa

El proceso de quemado de biomasa se produce en el hogar de la caldera, el calor generado es transmitido al circuito de agua en el intercambiador incorporado en la caldera. Funciona exactamente igual que una caldera de combustibles fósiles, la única diferencia es que no quema combustibles fósiles y, por lo tanto, se consigue un importante ahorro económico en el gasto de combustible y una gran disminución de emisiones de carbono y azufre.

La tecnología actual permite:

- Arranque automático y regulación en función de la demanda.
- Adaptación a cualquier sistema de gestión.
- Limpieza automática de las superficies de intercambio.
- Extracción automática de cenizas.
- Disminución de emisiones de CO₂; han disminuido desde valores del rango de 5.000 mg/m³ hasta valores de 50 mg/m³

- Eficiencias entre 85 y 92% es decir, del mismo orden que las que presentan las calderas de combustibles fósiles.

Principales Tipos de Calderas que se Comercializan

- a) **Equipos compactos:** Diseñadas para uso en calefacción doméstica de unidades familiares o edificaciones. Incluyen sistemas de encendido y limpieza automáticos, que facilitan el manejo del usuario. Son equipos de baja a media (hasta 150 KW) potencia.



Figura 2. 31 Caldera Compacta

- b) **Calderas con alimentador inferior:** Presentan altos rendimientos al trabajar con biomasa de alta calidad (poco húmeda y poco contenido de cenizas), como pueden ser astillas secas, pellets y algunos residuos agrícolas. Su principal característica es la alimentación de biomasa en la zona inferior.
- c) **Calderas con parrilla móvil:** Son calderas de gran tamaño que pueden trabajar con biomasa de calidad inferior y composición variable. Este diseño se utiliza generalmente en calderas con una potencia superior a 500 kW, que

normalmente utilizan como combustible astillas, corte, residuos agrícolas e incluso mezclas de composición variable.

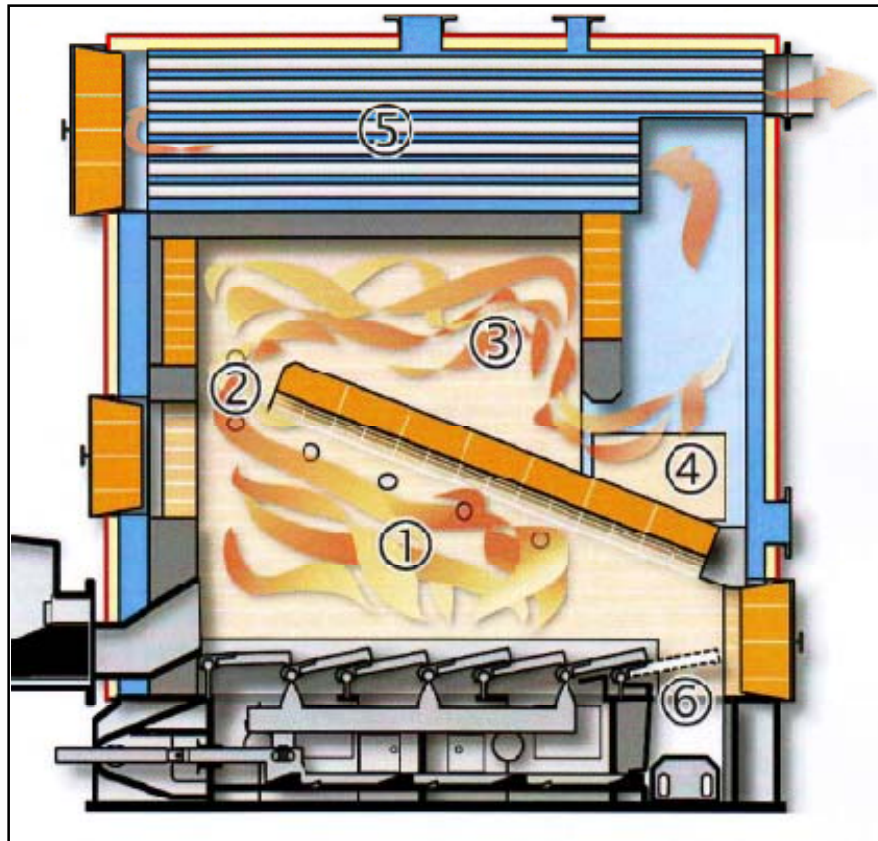


Figura 2. 32 Esquema de una caldera de parrilla móvil con alimentación inferior

- d) **Calderas de gasóleo con un quemador de pellets:** Estas calderas son el claro ejemplo de la posibilidad de adaptar una caldera que usa combustible fósil para que use biomasa. Esto se consigue mediante la incorporación de un quemador de pellets. Este cambio parece sencillo pero puede presentar problemas, debido a los distintos métodos de limpieza y variaciones en la eficiencia, provocando que se deban realizar acondicionamientos generales.



Figura 2. 33 Quemador de pellets aplicado a una caldera de gasóleo

- e) **Calderas con combustión en cascada:** Estas calderas disponen de sistemas de combustión sucesiva, o en varias etapas, de biomasa. Tienen una parrilla de configuración similar a una escalera, que favorece la eficiencia y la reducción de los productos no quemados. Este sistema puede usar combustibles de calidad media y alta, como son los pellets.

Tipologías de calderas de biomasa según el tipo de biomasa

- a) **Calderas de llama invertida para la combustión de madera.** La combustión de la leña sigue siendo la forma más común de utilizar la biomasa para la calefacción doméstica. Debido a la necesidad de carga manual, las calderas de leña tienen potencia limitada a unas decenas de kW, y su uso más común es la calefacción de casas aisladas de uno o pocos pisos.

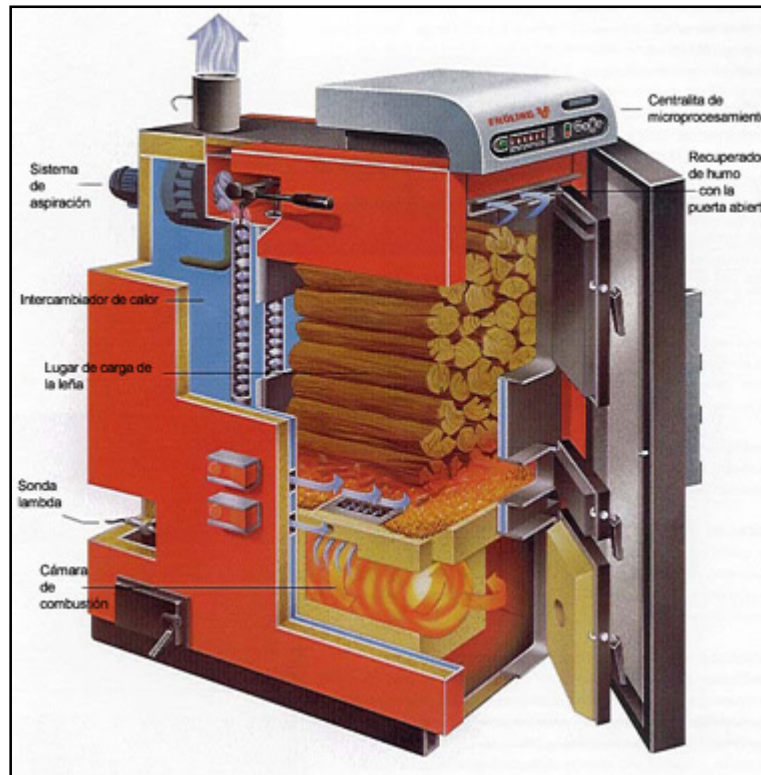


Figura 2. 34 Caldera de leña moderna de llama invertida

b) **Calderas de pellets.** El pellet tiende a comportarse como un fluido debido a su tamaño, forma y rugosidad, lo que facilita sobremanera el movimiento del combustible y la carga automática de las calderas. El pellet de madera puede utilizarse en las calderas de astillas o en calderas diseñadas especialmente para pellets. Es posible incluso utilizar el pellet en algunos modelos de calderas de gasóleo, a través de quemadores especiales.

c) **Calderas policombustibles.** Estas calderas presentan un rendimiento igual que las calderas que usan combustibles fósiles. Así mismo, están totalmente automatizadas y no tienen límite de potencia, pudiendo alcanzar varios MW térmicos.

Por sus características son especialmente utilizados para la calefacción en edificios de tamaño medio o grande, como hoteles, escuelas, comunidades, hospitales y centros comerciales.

2.3.4.2. Estufas de Biomasa

La tecnología de las estufas de biomasa, ha sido desarrollada en la última década alcanzando niveles similares a las calderas de gasoil o gas, disminuyendo las emisiones y automatizando los procesos. Existe una amplia gama de modelos de estufas de pellets en el mercado, que permiten calentar espacios de hasta 300 m³.

Estufas de Aire

En las estufas de aire, el aprovechamiento de la energía se realiza a través de un ventilador que impulsa el aire caliente desde dentro de la cámara de combustión, para luego poder ser repartido por la estancia a calentar.

La estufa utiliza como combustible el pellet cuya combustión se gestiona electrónica o manualmente.

El combustible se recoge del depósito de almacenaje (A) en la Figura 2.34 y a través de un tornillo sin fin (B) activado por un motoreductor (C), se transporta hacia el crisol de combustión (D).

El encendido del pellet se lleva a cabo a través de aire caliente producido por una resistencia eléctrica (E) y aspirado en el crisol a través de un ventilador centrífugo (M).

Los humos producidos por la combustión se extraen del hogar a través del mismo ventilador centrífugo, y se expulsan por la boca ubicada en la zona baja de la parte trasera de la estufa (F). A través del ventilador (G) se hace transitar el aire en el intersticio de la parte posterior del hogar, donde se calienta para luego salir al exterior desde la parrilla frontal (I).

La cantidad de combustible y la extracción de humos/alimentación aire comburente, están reguladas a través de ficha electrónica (N) con el fin de obtener una combustión de alto rendimiento.

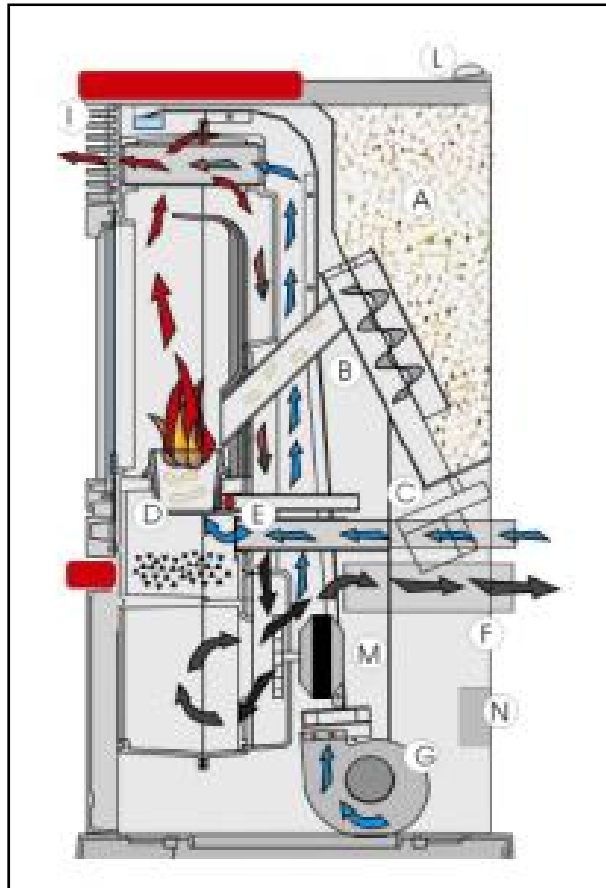


Figura 2. 35 Estufa de biomasa para calentar aire

Estufas de Agua

Las estufas de agua tienen un funcionamiento idéntico al de una caldera. Estas transmiten la energía del aire de la cámara de combustión a un circuito de agua mediante un intercambiador de calor. La estufa utiliza como combustible el pellet mediante un intercambiador de calor. La estufa utiliza como combustible el pellet cuya combustión se gestiona electrónicamente o manualmente.

El calor producido por la combustión se transmite principalmente al agua y en menor medida, por irradiación, en el hogar. El depósito del combustible (A) mostrado en la Figura 2.35 está ubicado en la parte alta de la estufa. El combustible (pellet) se recoge del depósito (A) y, a través de un tornillo sin fin (B) activado por un motoreductor (C) se transporta hacia el crisol de combustión (D). El encendido del pellet se realiza a través de aire calentado por una resistencia eléctrica (E) y aspirado en el crisol por un ventilador centrífugo (F). El aire para la combustión se recoge en el hogar (donde tiene que haber una toma de aire) del ventilador centrífugo (F) a través del tubo (G). Los humos producidos por la combustión se

extraen del hogar a través del mismo ventilador centrífugo (F), y se expulsan a través de la boca (H). Las cenizas caen en el cajón (I) desde donde han de ser recogidas.

El agua contenida en la estufa se calienta y se envía desde la bomba incorporada en la estufa al sistema. La cantidad de combustible, la extracción de humos/alimentación aire comburente y la activación de la bomba se regulan a través de ficha electrónica con el fin de obtener una combustión de alto rendimiento.

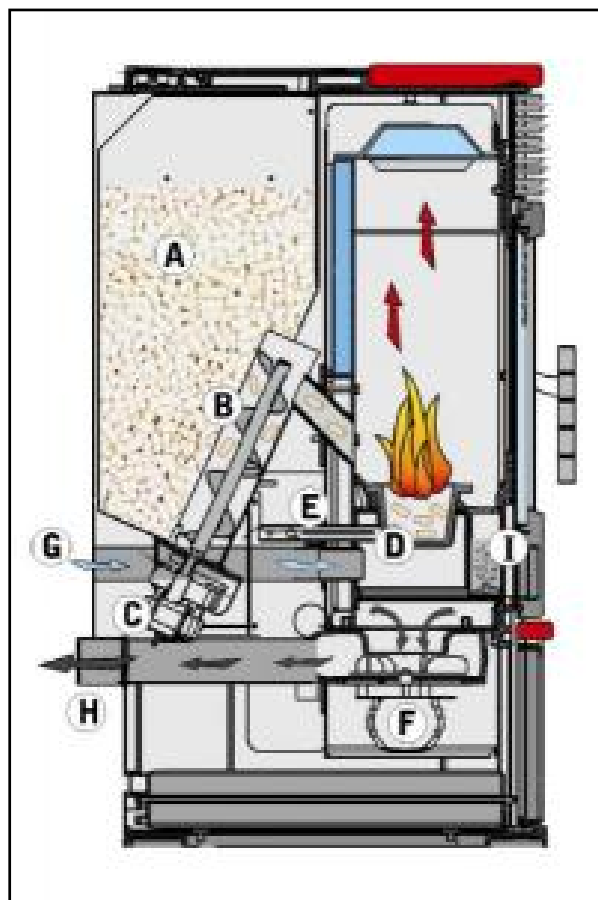


Figura 2. 36 Estufa de biomasa para agua

2.3.4.3. Quemadores de Biomasa

Un quemador es un dispositivo destinado a facilitar la combustión de combustible líquido, gaseoso o sólido y producir calor generalmente mediante una llama. Habitualmente va asociado a una caldera o un generador de calor para calentar agua o aire.

Se han desarrollado una serie de quemadores específicos para la combustión automática de pellets, con potencias variables (desde los 10 kW hasta los 300 kW) y que pueden ser incorporados a calderas que trabajaban con gasoil, gas o carbón. No obstante, tan solo se podrá sustituir el quemador de combustibles fósiles por el de biomasa siempre que las dimensiones y la estructura de la caldera lo permitan.

La principal diferencia de estos quemadores es que disponen de una cámara de combustión alimentada automáticamente por pellets, según la demanda de energía, mediante un tornillo sinfín. El control del combustible y del aire de combustión es automático, así como el apagado y encendido, funcionando con un sistema similar al de las de las calderas de gasoil o gas.

La eficiencia con estos sistemas, está comprendida entre el 80% y 90%. Los quemadores son ideales para biomazas granuladas homogéneas como el hueso de aceituna, cáscara de almendra o piña, así como pellet, ya que en dicho quemador se le han realizado unas modificaciones para que la combustión sea perfecta.

El almacenamiento de la biomasa consiste generalmente en un silo con un sistema de descarga por gravedad en un tornillo sinfín. Para evitar la ignición del material almacenado, generalmente los quemadores disponen de sistemas de control de la llama, así como de sistemas de detección y extinción.

Uno de los factores que más inciden en la eficiencia de la combustión, en los períodos de mantenimiento y en general en un correcto funcionamiento de la caldera; es la calidad de la biomasa.

Componentes de un Quemador de Biomasa

El quemador lleva incorporado un sistema de control de fácil uso y el tornillo de alimentación de biomasa, con su correspondiente motor, así como todos los elementos necesarios para la gestión, automatización y control del mismo.

- a) **Resistencias eléctricas:** Dos resistencias eléctricas situadas en la parte inferior del quemador, permiten que el encendido sea totalmente automático.



Figura 2. 37 Resistencia eléctrica

- b) **Ventilador:** La existencia de un ventilador en la cámara de combustión es un elemento necesario para poder regular la llama desde la unidad de control.



Figura 2. 38 Ventilador centrífugo

- c) **Sondas y termostatos:** Resulta imprescindible disponer de una serie de dispositivos que midan las diferentes temperaturas del agua de la caldera, de los humos, etc., así como de un termostato de seguridad que desconecte el sistema si detecta un aumento de la temperatura.

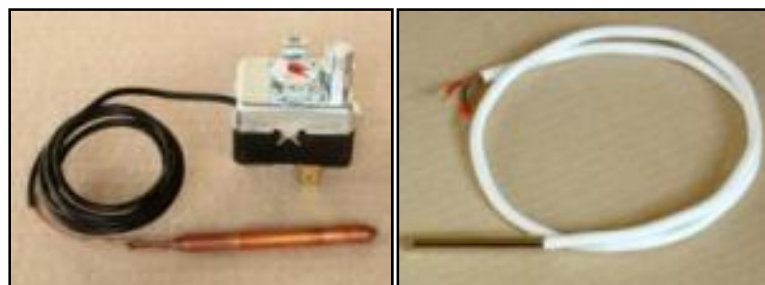


Figura 2. 39 Sondas y termostatos

- d) **Unidad de control:** El conjunto debe ser gestionado por algún dispositivo que sea capaz de controlar desde los sinfines de alimentación, los ventiladores, las sondas, etc.



Figura 2. 40 Unidad de control

- e) **Material refractario:** Para que dentro del quemador se mantenga una temperatura adecuada se requiere de cerámicas refractarias. De esta manera se produce una correcta combustión de la biomasa.
- f) **Sinfines:** Tanto el sinfín de alimentación desde tolva como el sinfín de alimentación al quemador son elementos imprescindibles para poder aportar la biomasa necesaria en cada momento.

CAPITULO 3

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1. Planteamiento de Alternativas

La finalidad del presente proyecto es alimentar el sistema de secado de maíz pelado (mote), mediante el uso de aire caliente como elemento desecante; obtenido a partir de la combustión de biomasa.

Los requerimientos del proceso de secado determinan que se debe proveer de aire caliente en la cantidad y temperatura necesarias, para que una carga de 315 kilogramos de grano reduzca su humedad desde 90% hasta 12%.

Por tanto, las características principales del sistema de combustión y alimentación de aire caliente serán:

- Temperatura estable de aire para secado
- Alimentación de aire para secado a flujo constante
- Facilidad de alimentación de combustible
- Seguridad de operación

Los subsistemas a ser analizados son:

- Cámara de Combustión
- Intercambiador de Calor

3.1.1. Cámara de Combustión

El proceso de combustión de la biomasa se lleva a cabo en el hogar, espacio cerrado conocido comúnmente como cámara de combustión. La cámara confina el producto de la combustión y puede resistir las altas temperaturas que se presentan durante el proceso. Sus dimensiones y geometría se adaptan a la velocidad de liberación del calor, el tipo de combustible y al método de combustión, de tal manera que se haga lo posible por tener una combustión completa y se proporcione un medio apropiado para eliminar la ceniza.

Según lo revisado anteriormente, el proceso de combustión de la biomasa se desarrolla en cámaras de combustión de diferentes tipos, variando estas por su tipo de alimentación, la clase de biomasa a emplear y el tipo de parrillas.

Sistemas de Parrillas

La parrilla es una estructura metálica destinada a mantener el combustible in situ y que debe facilitar el paso del aire primario de combustión. Se construye mediante piezas de fundición, a través de las cuales circula el aire de combustión. El área total de las aberturas del emparrillado varía entre el 20% y el 40% de la superficie total de la parrilla y dependen del tipo de biomasa empleada. El diseño de las parrillas es relativamente simple y pueden quemar combustibles con humedad de hasta el 60%. Dentro de los sistemas de parrillas encontramos:

- **Parrillas fijas:** Combustibles biomásicos en los que predominen las partículas pequeñas y de baja humedad. Combustión heterogénea.

- **Parrilla fija inclinada:** Adecuados para biomásas de granulometrías y humedades muy variables, que tienden a formar gran cantidad de cenizas. Combustión más homogénea.

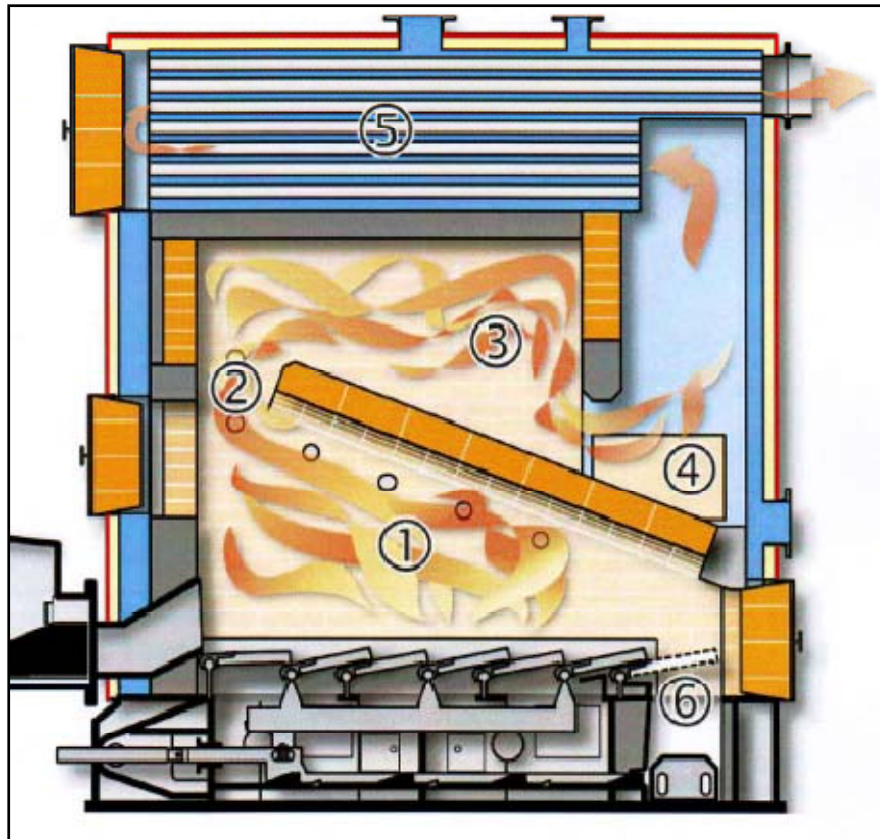


Figura 3. 1 Esquema de una caldera de parrilla móvil con alimentación inferior

- **Parrilla móvil:** Apropiaada para biomásas con una elevada fracción de inertes. Como se observa en la Figura 3.1 la parrilla se acopla a un mecanismo para otorgarle movilidad.
- **Parrillas giratorias:** Permiten la descarga automática e intermitente de las cenizas.

Cámaras Torsionales (ciclones)

El combustible se introduce a presión en la cámara de combustión mediante un sistema neumático de forma que adopta un movimiento helicoidal dentro de la cámara, al mezclarse con el aire combustión tal como se observa en la Figura 3.2. La cámara torsional es apropiada para la quema de combustibles sólidos de pequeña granulometría como cáscara de girasol, cáscara de algodón, aserrín, viruta, cáscara de arroz, etc, estando su tamaño limitado por la posibilidad de sustentación aerodinámica.

No obstante, también se ha utilizado con grandes ventajas en combustibles fósiles líquidos.

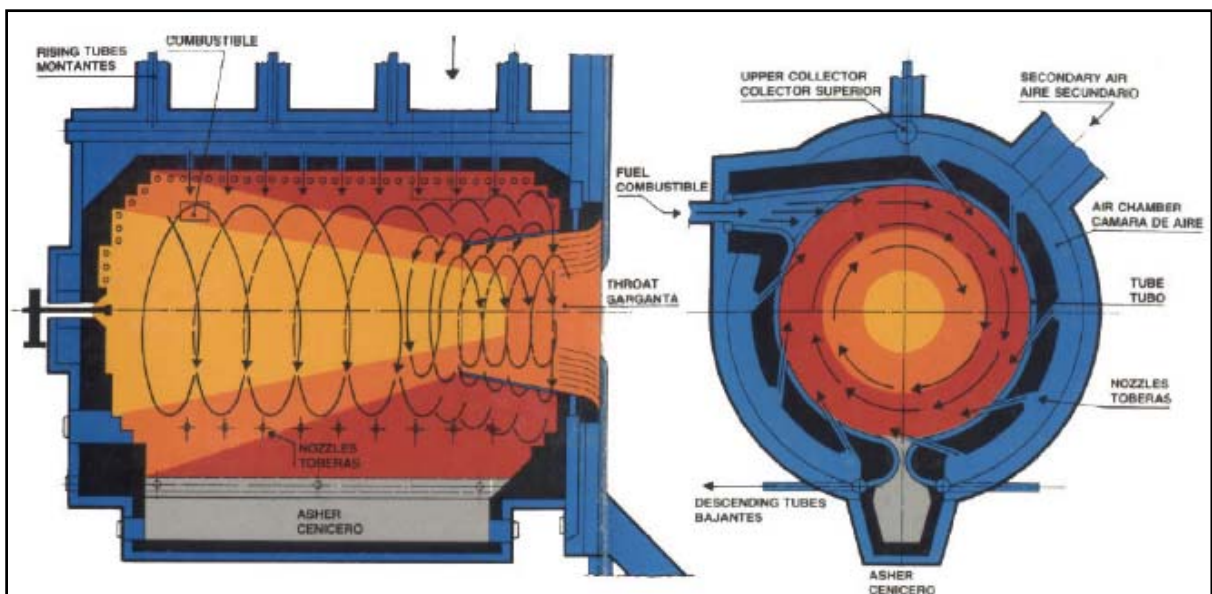


Figura 3. 2 Esquema de una cámara torsional

Las ventajas que se observan en su operación son:

- Se pueden quemar distintos combustibles, debido a la facilidad de regulación del aire.
- Permiten conseguir muy buenos rendimientos, comparables al de los quemadores de combustibles líquidos convencionales.
- Fácil mantenimiento.

- Baja emisión de cenizas con los gases de combustión, por el elevado tiempo de residencia del combustible dentro de la cámara.

Los inconvenientes observados en su operación son:

- El combustible no debe exceder un grado de humedad de 30% caso contrario se debe precalentar el aire de combustión hasta temperaturas que rodean los 200 °C.
- El combustible debe estar finamente pulverizado, con un tamaño de grano máximo de 30 mm.
- La inversión requerida es elevada.

Hogares rotativos

Conocidos por su forma cilíndrica y su rotación producida mediante un mecanismo y el accionamiento de un motor como se muestra en la Figura 3.3. Variando la velocidad de rotación del horno se modifica el tiempo de permanencia del combustible, lo que resulta un método muy eficiente para control de la combustión.

Su principal desventaja se presenta debido al movimiento de la cámara ya que esto implica mayor complejidad que otros sistemas y unas limitaciones de tamaño. La ventaja de este tipo de hogares se debe a que utilizan distintos tipos de biomasa y particularmente residuos muy heterogéneos y con amplios márgenes operativos.

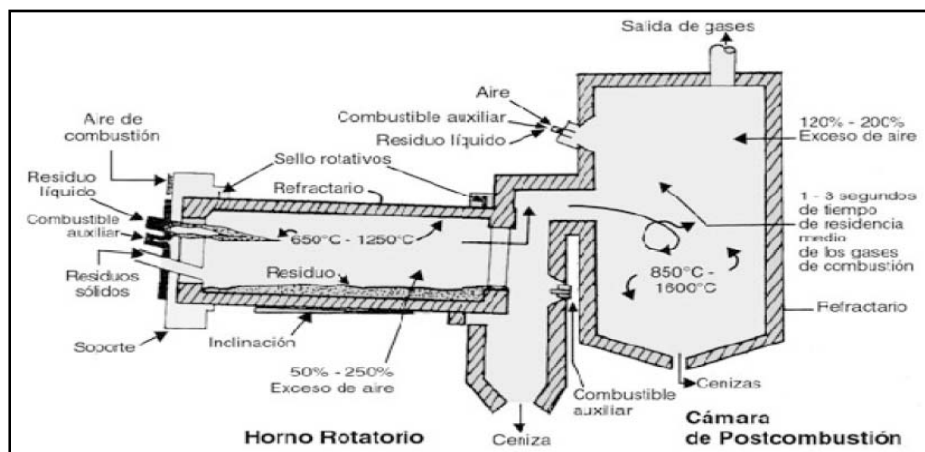


Figura 3. 3 Esquema de hogar rotativo

Combustión en Lecho Fluidizado

Se trata de una masa en suspensión de partículas de material inerte y absorbente, junto con cenizas y combustibles, que se fluidiza mediante una corriente ascendente de aire de combustión. El empleo de un ciclón para la recirculación del material inerte (arena o alúmina) es obligatorio dadas las condiciones de ingreso del aire de combustión, como se observa en la Figura 3.4.

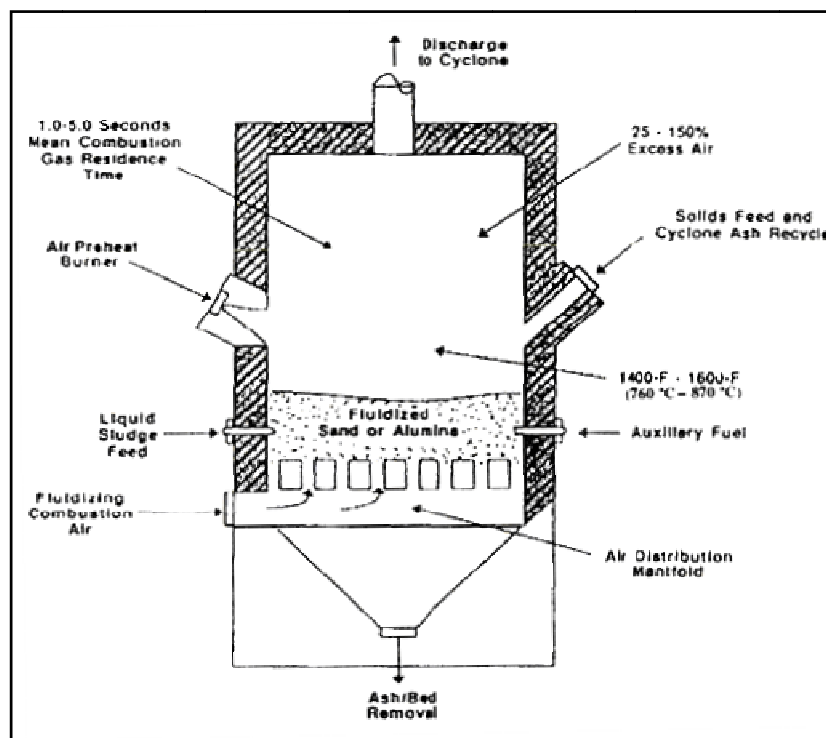


Figura 3. 4 Combustión en lecho fluidizado

La combustión en lecho fluidizado puede alcanzar temperaturas en la zona libre sobre el lecho de 850 °C a 950 °C con un alto grado de uniformidad en las mismas y una alta tasa de transferencia de calor.

Sus principales ventajas son:

- Capacidad para quemar amplia gama de combustibles como residuos agrícolas, residuos forestales, desechos industriales, plásticos, neumáticos, etc
- Distribución de temperaturas muy uniforme

- Coeficientes de transferencia de calor entre el lecho y las superficies de intercambio muy altos debido a la fuerte agitación del lecho
- Eliminación prácticamente total de óxidos de azufre
- Facilidad para variar la carga: modificando la velocidad de fluidificación

Los inconvenientes observados en su operación son:

- Para poder fluidificar el combustible se precisa molienda previa lo que encarece el proceso
- Si la humedad es superior al 20% no es recomendable
- Para evitar el arrastre de sólidos es necesario un sistema de ciclones

3.1.2. Sistema de Calentamiento de Aire

Los sistemas de calentamiento de aire¹, se pueden clasificar de tres formas principales:

- Tipo tubular
- Tipo de placas
- Tipo regenerativo

De estos el Tipo tubular, es el más utilizado en aplicaciones industriales. En este sistema se emplean tubos con espesores que varían entre 3.5 mm y 2 mm, con diámetros de tubería entre 2 ½ y 3 pulgadas. Estos tubos se disponen generalmente en forma vertical, apoyados en placas tubulares en la zona inferior y superior del sistema. Se emplean varias disposiciones de los tubos, aunque la más empleada es la configuración de tres bolillo por permitir una buena circulación de los gases.

Los sistemas de calentamiento de aire tubular se pueden clasificar por el tipo de gas que es conducido a través de las tuberías, pudiendo conducirse por los

¹ GAFFERT, Gabriel, Centrales de vapor, Edit. Reverte S.A, Págs. 275 a 260

mismos el aire que se desea calentar o los gases de combustión que permiten la transferencia de calor.

La primera alternativa, en la cual el aire es conducido por los tubos se aplica generalmente en sistemas de precalentamiento en los cuales se requiere que el calor proporcionado sea continuo. Estos sistemas se caracterizan por un mayor rendimiento, por lo que el intercambio de calor debe realizarse tanto por radiación como por convección, así como por su mayor tamaño y menor consumo específico. En la Figura 3.5, presentada a continuación se observa un esquema de este sistema de calentamiento de aire.

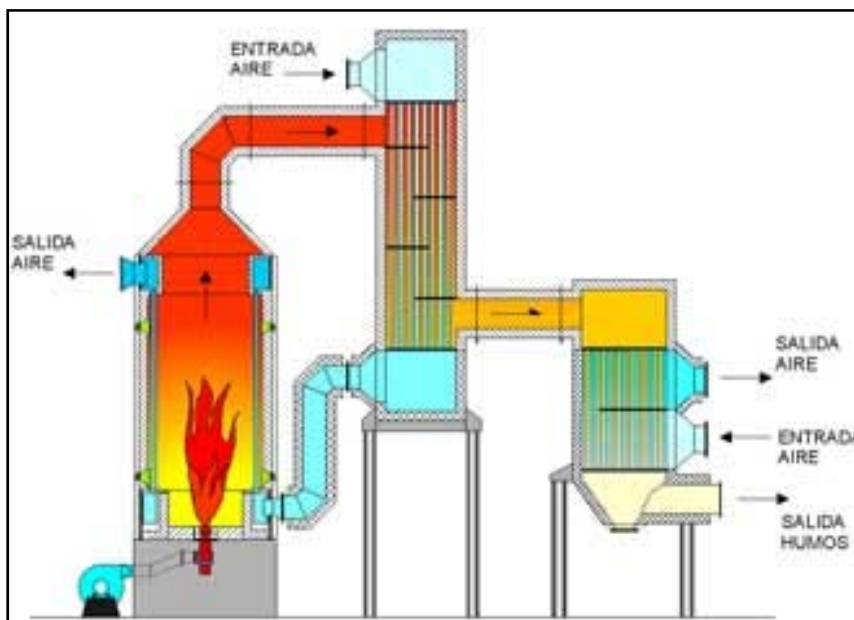


Figura 3. 5 Esquema de pre calentador de aire

En la segunda alternativa, los gases de combustión son conducidos por los tubos y el aire a calentar circula alrededor de los mismos. Estos equipos están especialmente indicados cuando las condiciones de trabajo, superan los límites establecidos para otros equipos. Se utilizan mayoritariamente en la Industria química, alimentaria, cerámica y en general, procesos que precisen grandes aportaciones de calor. En la Figura 3.6, siguiente se puede observar el mecanismo de funcionamiento de este sistema.

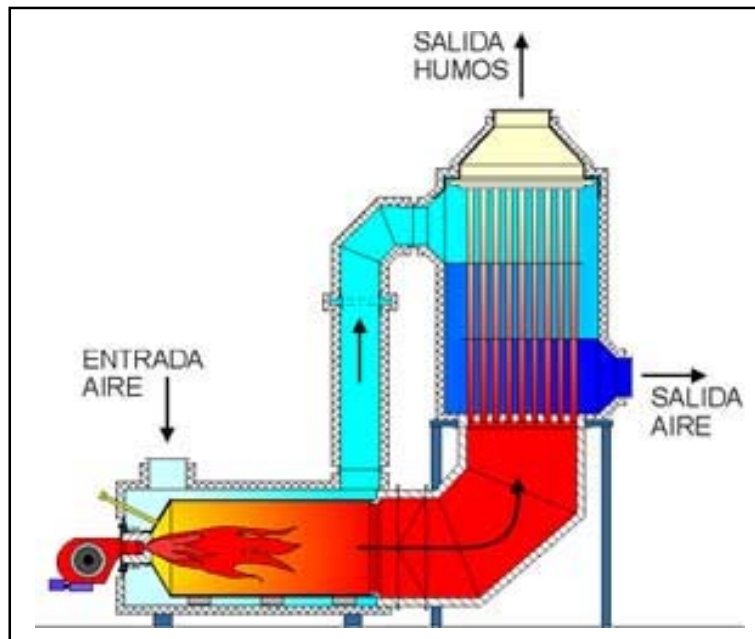


Figura 3. 6 Equipo de calentamiento no compacto

Debido a las condiciones de trabajo más exigentes que las especificadas para equipos similares, tiene como principal inconveniente unas dimensiones y pesos excesivamente grandes, con los consiguientes problemas de funcionamiento y mantenimiento.

Entre las ventajas de este sistema se pueden mencionar que se logra reducir la temperatura de los humos a la entrada del intercambiador, alargando la vida del mismo; por otro lado se consigue refrigerar la cámara de combustión, permitiendo la utilización de materiales de menor calidad y por tanto de menor costo, y por último, se obtienen temperaturas finales de humos más adecuadas, garantizando unos mejores rendimientos de la instalación.

La tercera alternativa, consta de un sistema compuesto por múltiples pasos, que permite una mejor transferencia de calor de los gases de combustión al aire. Esta disposición además logra que el aire calentado se mezcle para lograr una temperatura más homogénea en el gas. Este sistema además logra una eficiencia mayor en el proceso. La Figura 3.7, presenta un esquema de esta disposición.

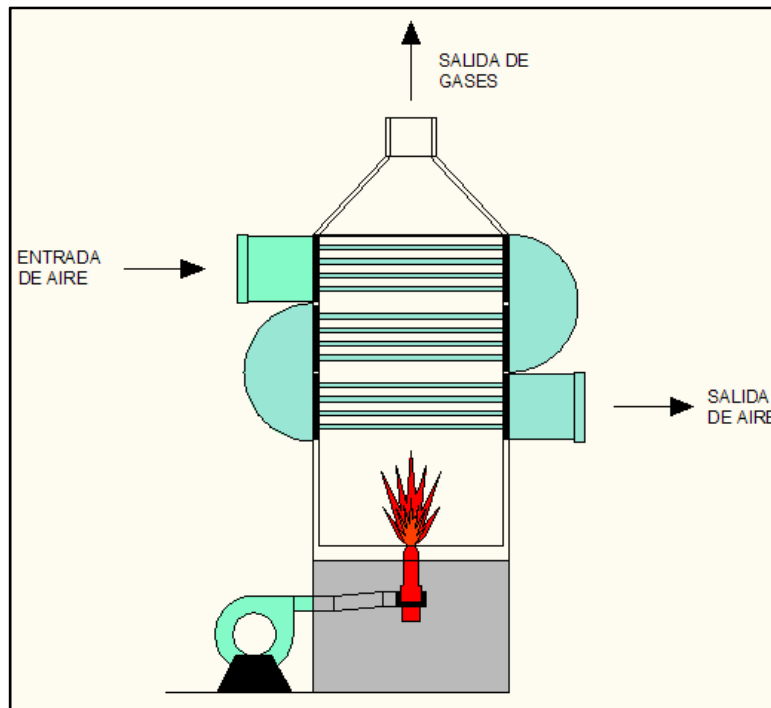


Figura 3. 7 Sistema de Calentamiento de aire Multipasos

3.2. Parámetros de Selección

Las alternativas han sido planteadas y analizadas en el presente capítulo, es de interés seleccionar la más adecuada a nuestras necesidades. Para realizar una selección óptima se plantean parámetros de evaluación, que deberán incluir tanto las ventajas como las desventajas de las diferentes alternativas y sistemas.

Dentro de los parámetros de evaluación consideraremos los siguientes aspectos:

Aspectos Técnicos

- Facilidad de Fabricación
- Facilidad de Operación
- Facilidad de Montaje

- Facilidad en la Combustión, solamente para la cámara de combustión
- Disponibilidad de Materiales
- Eficiencia, solamente para el sistema de calentamiento de aire

Aspectos Económicos

- Costo de Fabricación
- Costo de Mantenimiento
- Costo de Montaje

Aspectos Operacionales

- Seguridad
- Ergonomía

3.2.1. Selección de la Cámara de Combustión

El proceso de selección de la cámara de combustión se realiza mediante el desarrollo de una matriz de decisión, presentada en la Tabla 3.1

Tabla 3. 1 Matriz de decisión para la Cámara de Combustión

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS			
		CB1	CB2	CB3	CB4
Aspectos Técnicos	50	Aspectos Técnicos			
Disponibilidad de Materiales	8	7	7	7	7
Facilidad de Fabricación	18	17	10	8	13
Facilidad de Montaje	8	7	5	5	6
Facilidad de Operación	8	7	5	4	4
Facilidad en la Combustión	8	7	7	7	7
Aspectos Económicos	30	Aspectos Económicos			
Costo de Fabricación	15	14	8	7	12

Tabla 3. 2 Continuación...

Costo de Mantenimiento	10	8	6	6	8
Costo de Montaje	5	5	3	3	5
Aspectos Operacionales	20	Aspectos Operacionales			
Ergonomía	10	7	8	8	8
Seguridad	10	8	9	7	9
Puntuación Total	100	87	68	62	79

Donde:

- Alternativa CB1: Cámara de Combustión de Parrilla fija
- Alternativa CB2: Cámara de Combustión Torsional
- Alternativa CB3: Cámara de Combustión de Hogar rotativo
- Alternativa CB4: Cámara de Combustión en Lecho fluidizado.

La primera alternativa o Cámara de Combustión de Parrilla fija, obtuvo un valor mayor en la ponderación.

3.2.2. Selección del Sistema de Calentamiento de Aire

El proceso de selección del Sistema de Calentamiento de Aire se realiza mediante el desarrollo de una matriz de decisión, presentada en la Tabla 3.2, en la cual son comparadas las tres alternativas mostradas anteriormente.

Tabla 3. 3 Matriz de decisión para el Sistema de Calentamiento de Aire

PARÁMETROS DE SELECCIÓN	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS		
		SC1	SC2	SC3
Aspectos Técnicos	50	Aspectos Técnicos		
Disponibilidad de Materiales	10	8	8	8
Eficiencia	10	7	9	9
Facilidad de Fabricación	10	9	7	9
Facilidad de Montaje	10	8	7	8
Facilidad de Operación	10	8	8	8

Tabla 3. 4 Continuación...

Aspectos Económicos	30	Aspectos Económicos		
Costo de Fabricación	15	12	10	12
Costo de Mantenimiento	10	9	7	8
Costo de Montaje	5	8	7	8
Aspectos Operacionales	20	Aspectos Operacionales		
Ergonomía	10	8	8	8
Seguridad	10	8	8	8
Puntuación Total	90	85	79	86

Donde:

- Alternativa SC1: Sistema de Calentamiento de Aire, con paso de aire por los tubos.
- Alternativa SC2: Sistema de Calentamiento de Aire, con paso de los gases de combustión por los tubos.
- Alternativa SC3: Sistema de Calentamiento de Aire, con múltiples pasos.

La tercera alternativa o Sistema de Calentamiento de Aire con múltiples pasos, obtuvo un valor mayor en la ponderación.

3.3. Descripción del Sistema seleccionado

El sistema de combustión seleccionado según el análisis anterior estará compuesto por los siguientes subsistemas:

- Cámara de combustión. Se trata de una cámara de combustión de Parrilla fija para biomasa, ubicada en la parte inferior del sistema, que se puede llamar hogar.
- Sistema de calentamiento de aire. Se aprovechará los gases resultantes de la combustión de la biomasa, para elevar la temperatura del aire desecante

mediante el uso de un intercambiador de calor de varios pasos; aire que será alimentado por un ventilador centrífugo.

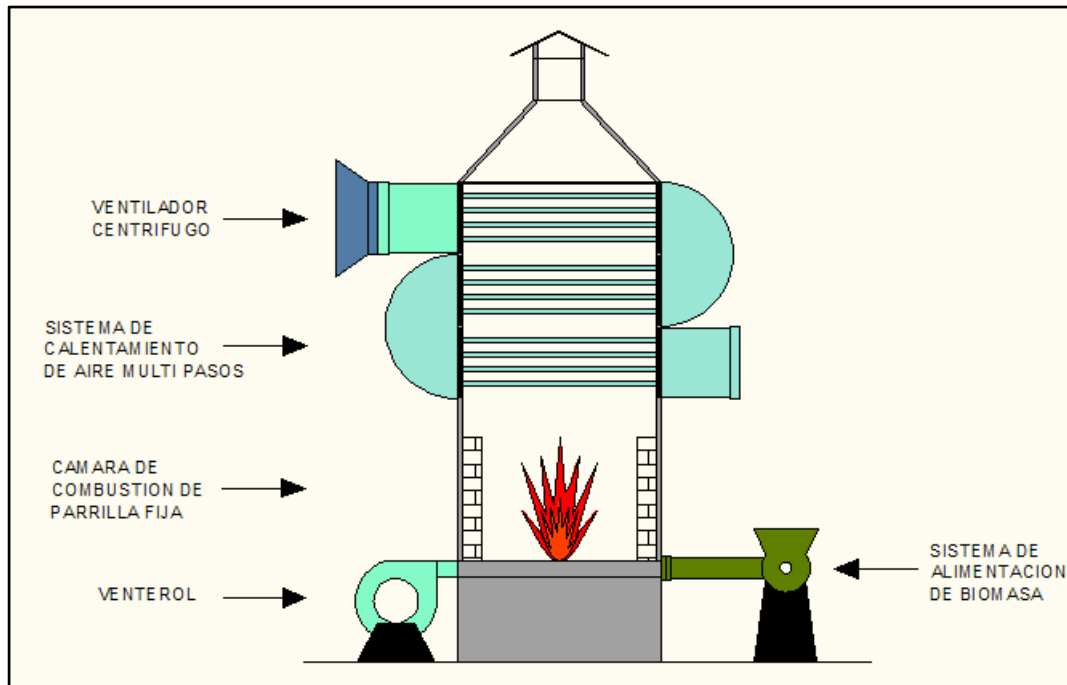


Figura 3. 8 Esquema de Sistema de Combustión

CAPITULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA DE COMBUSTIÓN ALTERNATIVO (BIOMASA)

4.1. Diseño Térmico

El objetivo del presente proyecto es aprovechar la energía almacenada en la biomasa, para incrementar la temperatura del aire que será utilizado en el proceso de secado, para esto se diseñará primero un sistema de combustión de biomasa, del tipo Parrilla fija Donde: se liberará la energía de la biomasa mediante procedimientos físico-químicos; y a continuación un sistema de calentamiento de aire multipaso, en el cual se realizará la transferencia de calor entre los gases resultantes de la combustión y el aire de secado. Si bien el objetivo del presente proyecto es el diseño del Sistema de Combustión que alimenta al Sistema de secado de maíz pelado, se partirá del análisis de humedades relativas y necesarias en los granos, para dimensionar los sistemas mencionados previamente.

Iniciaremos el proceso de diseño al definir el flujo de calor total requerido por el sistema de la siguiente manera:

$$q_T = q_{nag} + q_{ps} \quad (4.1)$$

Donde: q_T es el calor total requerido en el sistema; q_{nag} es el calor requerido para el Secado de Grano; q_{ps} calor total perdido en el sistema.

4.1.1. Calor requerido para el Secado de Grano

Se define este calor como la suma del Calor sensible y latente, necesarios para eliminar la humedad presente en el grano.

4.1.1.1. Cantidad de Agua a eliminar del Grano

Es necesario conocer las condiciones iniciales, finales de humedad y la masa del grano fresco a secar.

Humedad inicial del grano (H_{ho}) = 90%

Humedad final del grano (H_{hf}) = 12%

Masa del grano a secar (m_g) = 315 kg

Por tanto la cantidad de agua a remover del grano es:

$$m_w := m_g \cdot \frac{\left(\frac{H_{ho}}{100} - \frac{H_{hf}}{100} \right)}{1 - \frac{H_{hf}}{100}}$$

$$m_w = 282.025 \text{ kg}$$

4.1.1.2. Calor Sensible

El calor sensible del grano se puede determinar a partir de la siguiente expresión

$$Q_s = m_g \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4.2)$$

Donde: m_g es la masa de grano a secar en kg; C_p es calor específico medido a presión constante en KJ/(kg · °C); ΔT Diferencia de temperaturas en °C; Q_s es calor sensible KJ.

El valor de C_p es característico de cada producto, para obtener el C_p del maíz pelado es necesario emplear la siguiente expresión¹

$$C_p := 1675 \cdot \frac{J}{kg \cdot K} + 25 \cdot H_{ho} \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$C_p = 3.925 \times 10^3 \frac{m^2}{K \cdot s^2}$$

La temperatura para el secado del grano de maíz² es 55 °C y la temperatura ambiente³ a la que se realiza el proceso es de 15 °C. Con estos datos se determina el calor sensible de la siguiente manera

$$T_g := 328 \cdot K$$

$$T_a := 288 \cdot K$$

$$Q_s := m_g \cdot C_p \cdot (T_g - T_a)$$

$$Q_s = 4.995 \times 10^7 J$$

4.1.1.3. Calor Latente

El calor latente del grano de maíz se determina con la siguiente fórmula

$$Q_l = m_w \cdot \lambda_v \quad (4.3)$$

¹ SINGH, P, Introducción a la Ingeniería de Alimentos, Edit. Acrvia, Pág. 155

² FAO, Manual de manejo de pos cosecha de granos, Cuadro 19.

³ INAMHI

Donde: m_w es la masa de agua a remover del grano en kg; λ_v Calor latente de vaporización en KJ/kg; Q_l es calor latente en KJ.

La cantidad total de agua a remover es igual a

$$m_w = 282.025\text{kg}$$

El valor del calor latente vaporización del agua es 2260 KJ/kg, como se puede observar en la Tabla 2.3.

$$\lambda_v := 2260 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Finalmente el calor latente es

$$Q_l := m_w \cdot \lambda_v$$

$$Q_l = 6.374 \times 10^8 \text{ J}$$

4.1.1.4. Cálculo del Calor requerido para el Secado de Grano

En resumen este calor es el aprovechado por el producto durante el secado, y como se definió previamente es igual a

$$q_{AG} = \frac{Q_s}{2} + \frac{Q_l}{6} \quad (4.4)$$

Donde: q_{AG} es el calor aprovechado por el grano durante el secado en KJ.

Dado que el proceso de secado se realizará en un periodo de 8 horas, el flujo de calor requerido es igual a:

$$q_{ag} := \frac{Q_s}{2 \cdot 3600 \cdot s} + \frac{Q_l}{6 \cdot 3600 \cdot s}$$

$$q_{ag} = 3.645 \times 10^4 \text{ W}$$

Debido a las pérdidas que se producen en la cámara de secado durante el proceso, es necesario establecer un factor de corrección para el flujo de calor requerido el cual en base experimental se puede establecer en 1.25. Resultando el flujo neto de calor requerido

$$q_{nag} := q_{ag} \cdot 1.25$$

$$q_{nag} = 4.556 \times 10^4 \text{ W}$$

4.1.2. Calor en el Sistema de Calentamiento de Aire

El sistema de calentamiento de aire es el nombre que recibe el intercambiador de calor en este proyecto, el mismo que será de tipo aire-aire y en el cual el aire de secado será conducido por el interior de los tubos y los gases de combustión lo harán por el exterior.

Los datos de operación del sistema de calentamiento son:

Tabla 4. 1 Datos de operación del Sistema de Calentamiento de aire

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
Temperatura entrada del aire al intercambiador	T_a	15	°C
Temperatura salida del aire del intercambiador	T_{max}	130	°C
Viscosidad cinemática del aire	ν	$2.092 \cdot 10^{-5}$	m^2/s
Longitud del tubo	L_t	0.6	m
Espesor del tubo	e_t	0.002	m
Diámetro nominal del tubo	\emptyset	0.031	m
Diámetro interior del tubo	\emptyset_i	0.027	m

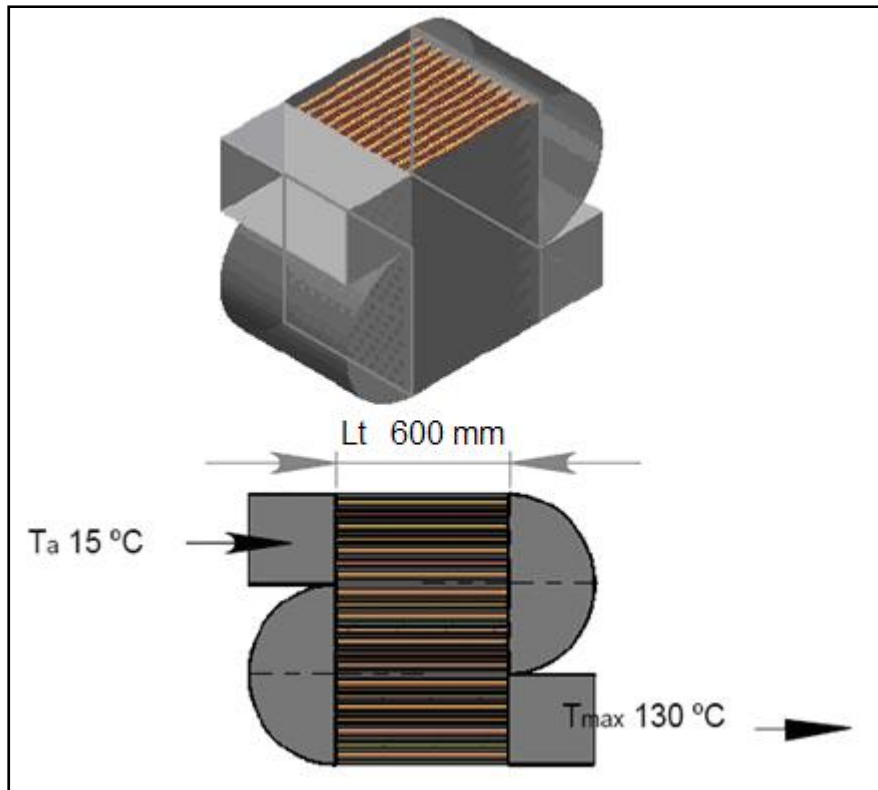


Figura 4. 1 Esquema de Sistema de Calentamiento de Aire

4.1.2.1. Coeficiente de convección interna del tubo

Para iniciar el proceso de cálculo es necesario determinar el coeficiente de convección interna en los tubos, para esto se requiere calcular el Número de Reynolds en el interior de los tubos.

La expresión del número de Reynolds es

$$Re_i = \frac{V_{at} \cdot \phi_i}{\nu} \quad (4.5)$$

Donde: Re_i es el Número de Reynolds en el interior de los tubos; V_{at} es la velocidad del aire en el interior de los tubos en m/s; ϕ_i es el diámetro interno de los tubos en m; ν es la viscosidad cinemática a temperatura promedio en el interior de los tubos en m^2/s .

La velocidad recomendada⁴ de circulación del aire en tuberías es de 10.16 m/s. La viscosidad es calculada a 80 °C que es la temperatura promedio del aire en el interior del intercambiador.

$$V_{at} := 10.16 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\nu := 2.092 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\phi_{tj} := 0.027 \cdot \text{m}$$

$$\text{Re}_j := \frac{V_{at} \cdot \phi_{tj}}{\nu}$$

$$\text{Re}_j = 1.311 \times 10^4$$

El intercambiador de calor, es de flujo cruzado o transversal como se puede observar en la Figura 3.8. El coeficiente de convección interno⁵ para esta disposición puede ser calculado mediante la siguiente expresión

$$h_{it} = \text{Nu}_i \cdot \frac{k}{\phi_i}$$

Donde: **Nu_i** es el Número de Nusselt; **k** es el coeficiente de conductividad térmica del aire calculado a temperatura promedio en W/m·K; **h_{it}** es coeficiente de convección interna en W/m²·K.

El primer paso para determinar el número de Nusselt es establecer el número de Prandtl, los valores de viscosidades cinemáticas y coeficiente de conductividad térmica, que son propiedades intrínsecas del fluido que se determinan a la temperatura promedio del aire que circula dentro de los tubos y

⁴ UNAM, Dirección de Evaluación y Planeación de Obras, Normativa de Obras, Artículo 3

⁵ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 450

tiene un valor de 350 K, y se obtienen mediante tablas de Propiedades termo físicas de la materia, que se muestra en el Anexo A.

$$Pr_i := 0.7$$

$$k_{ai} := 30 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu := 20.92 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m^2}{s}$$

$$\mu_s := 32.39 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m^2}{s}$$

El Número de Nusselt se calcula a partir de la siguiente expresión⁶

$$Nu_i = 0.027 Re_i^{4/5} \cdot Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.6)$$

$$Nu_i := 0.027 \cdot Re_i^{0.8} \cdot Pr_i^{0.333} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$Nu_i = 44.398$$

Con este valor, se determina el coeficiente de convección interna de la siguiente manera

$$h_{ti} := \frac{Nu_i \cdot k_{ai}}{\phi_{ti}}$$

$$h_{ti} = 49.331 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

⁶ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 460

4.1.2.2. Coeficiente de convección externo del tubo

El procedimiento de cálculo necesario para determinar el coeficiente de convección externa de los tubos, inicia de manera análoga al procedimiento de convección interna, determinando el Número de Reynolds en el exterior de los tubos. Aplicando la expresión antes mencionada

$$Re_e = \frac{V_{gc} \cdot \phi_e}{\nu}$$

Donde: Re_e es el Número de Reynolds en el exterior de los tubos; V_{gc} es la velocidad de los gases de combustión en m/s; ϕ_e es el diámetro equivalente interno de la carcasa de los tubos en m; ν es la viscosidad cinemática a temperatura promedio en m^2/s .

Para determinar la velocidad V_{gc} , con la que los gases de combustión atraviesan el sistema de calentamiento de aire, es necesario realizar un análisis de mecánica de fluidos en todo el sistema, como se muestra en la Figura 4.2 a continuación:

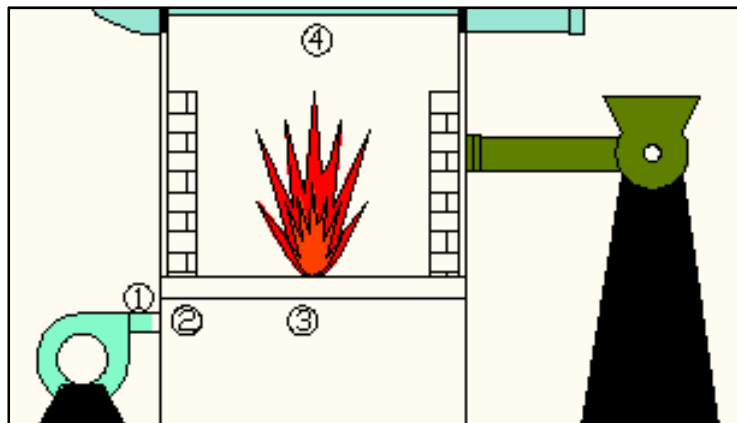


Figura 4. 2 Esquema de circulación de Aire

Los datos iniciales, se obtienen de los parámetros de funcionamiento del venterol de 1 HP, que se pueden observar en el Anexo B, considerando un factor de trabajo del 70%, los datos son:

$$F_{v0} := 0.20 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$P_{v0} := 679 \cdot \text{Pa}$$

Donde: F_{v0} es caudal de trabajo del Venterol en m^3/s ; P_{v0} es la presión de trabajo del Venterol en Pa.

Analizando los puntos (1) y (2) de la Figura 4.2, se puede determinar la velocidad en el punto en el punto (2). Para esto es necesario seguir el siguiente procedimiento.

Determinar el diámetro equivalente de la sección (2), en el sentido lateral mediante la siguiente fórmula⁷:

$$D_e = \frac{1.3(d \cdot b)^{5/8}}{(d + b)^{1/4}} \quad (4.7)$$

Donde: **d** y **b** lados de la superficie rectangular.

$$b := 0.714 \cdot \text{m}$$

$$d := 0.600 \cdot \text{m}$$

$$D_e := \frac{1.3(d \cdot b)^{0.625}}{(d + b)^{0.25}}$$

$$D_e = 0.715 \text{ m}$$

Se determina la velocidad a la salida del venterol, de la siguiente manera:

⁷ MOTT, Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Edit. Pearson, Pág. 519

$$\phi_e := 25.4 \cdot \frac{4}{1000} \cdot \text{m}$$

$$A_e := \frac{\pi}{4} \cdot \phi_e^2$$

$$A_e = 8.107 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_{VO} := \frac{F_{VO}}{A_e}$$

$$V_{VO} = 24.669 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Empleando la Tabla de Coeficiente de resistencia para dilatación súbita, mostrada en el Anexo A; se encuentra el coeficiente **k**, que es igual a 0.4. La pérdida por expansión se determina utilizando la fórmula⁸ mostrada continuación

$$H_L = k \cdot \frac{V_{vo}^2}{2g} \quad (4.8)$$

Donde: **H_L** es pérdida de cabeza de presión en m.

$$k := 0.4$$

$$H_{L1_2} := k \cdot \frac{V_{VO}^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{L1_2} = 12.411 \text{ m}$$

La diferencia de presión⁹ se determina de la siguiente manera

$$\Delta P = \rho_a \cdot g \cdot H_L \quad (4.9)$$

⁸ MOTT, Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Edit. Pearson, Pág. 268

⁹ MOTT, Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Edit. Pearson, Pág. 46

Donde: ρ_a es densidad del aire¹⁰ a temperatura ambiente en kg/m^3 , ΔP es diferencia de presión en Pa.

$$\rho_a = 0.947 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\Delta P_{1_2} := H_{L1_2} \cdot g \cdot \rho_a$$

$$\Delta P_{1_2} = 115.323 \text{ Pa}$$

$$P_2 := P_{v0} - \Delta P_{1_2}$$

$$P_2 = 563.677 \text{ Pa}$$

Con esto se determina la velocidad y presión en el punto (2), utilizando la fórmula¹¹ que relaciona ambas variables

$$P = \left(\frac{\gamma \cdot V^2}{2g} \right) \quad (4.10)$$

Donde: γ es densidad específica del aire en kg/m^3 , V es velocidad del aire en m/s ; P es presión en Pa.

$$V_2 := \sqrt{\frac{P_2 \cdot 2}{\rho_a}}$$

$$V_2 = 34.494 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

¹⁰ MILLS, Anthony, Transferencia de Calor, Edit. McGraw Hill, Tabla A7. Propiedades térmicas

¹¹ MOTT, Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Edit. Pearson, Pág. 524

La pérdida de presión en el tramo (2) – (3) de la Figura 4.2, se determina de la siguiente manera¹².

$$H_L = C \cdot P \quad (4.11)$$

Donde: **C** es el coeficiente de pérdida dinámica.

En este caso C toma el valor de 0.18 por tratarse de un codo a 90° liso rectangular, que se obtiene en la tabla mostrada en el Anexo A. Determinándose la presión en el punto (3) de la siguiente manera

$$H_{L2_3} := C_{2_3} \cdot P_2$$

$$H_{L2_3} = 101.462 \text{ Pa}$$

$$P_3 := P_2 - H_{L2_3}$$

$$P_3 = 462.215 \text{ Pa}$$

Siguiendo el mismo procedimiento se determina la velocidad en el punto (3)

$$V_3 := \sqrt{\frac{P_3 \cdot 2}{\rho_a}}$$

$$V_3 = 31.235 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La pérdida de presión en el tramo (3) – (4) de la Figura 4.2, se determina de la manera descrita anteriormente. La constante C toma el valor de 0.75, por tratarse de una obstrucción compuesta de una rejilla y el material a ser combustionado, elementos que son análogos a dos amortiguadores de flujo colocados en serie y con una apertura de 10°.

¹² MOTT, Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Edit. Pearson, Pág. 523

$$C_{3_4} := 0.75$$

$$H_{L3_4} := C_{3_4} \cdot P_3$$

$$H_{L3_4} = 346.662 \text{ Pa}$$

$$P_4 := P_3 - H_{L3_4}$$

$$P_4 = 115.554 \text{ Pa}$$

La velocidad en el punto (4) se determina de igual manera a los tramos anteriores, pero se considera la densidad⁹ a la temperatura en este punto.

$$\rho_{543} := 0.65 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_4 := \sqrt{\frac{P_4 \cdot 2}{\rho_{543}}}$$

$$V_4 = 18.856 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Después de determinar la velocidad con la que los gases de combustión ingresan al sistema de calentamiento de aire, calculamos la velocidad con la que los gases atraviesan el espacio libre entre los tubos. Mediante la siguiente expresión¹³.

$$\bar{V}_p = \frac{V_{gc} \cdot S_T}{S_T - (\pi/4) \phi_{te}} \quad (4.12)$$

¹³ MILLS, Anthony, Transferencia de Calor, Edit. McGraw Hill, Pág. 328

Donde: V_p es velocidad de flujo entre los tubos en m/s; S_T es distancia entre centro de los tubos en m, como se muestra en la Figura 4.3; ϕ_{te} es diámetro exterior del tubo en m.

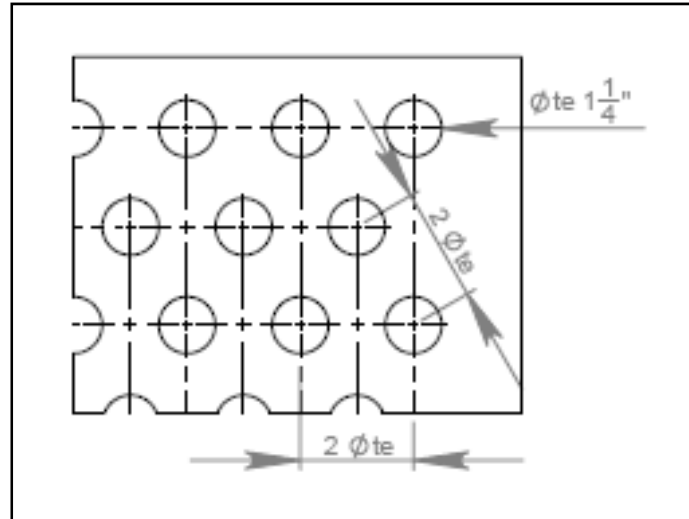


Figura 4. 3 Distribución escalonada

Encontramos el valor de V_p

$$\phi_{te} := 1.25 \cdot \frac{25.4}{1000} \cdot \text{m}$$

$$S_T := 1.42 \cdot \phi_{te}$$

$$S_T = 0.045 \text{ m}$$

$$V_p := \frac{V_{gc} \cdot S_T}{S_T - \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot \phi_{te}}$$

$$V_p = 42.193 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se determina el número de Reynolds para la primera fila de tubos, considerando datos de viscosidad y Número de Prandtl¹⁰ para la temperatura en ese punto.

$$\nu_e := 31.40 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\text{Re}_e := \frac{V_p \cdot \phi \cdot t_e}{\nu_e}$$

$$\text{Re}_e = 4.266 \times 10^4$$

$$\text{Pr}_e := 0.69$$

El número de Nusselt se determina a partir de la siguiente expresión¹⁴ propuesta por Churchill y Bernstein

$$\text{Nu}_e = 0.3 + \frac{0.62 \cdot \text{Re}^{1/2} \cdot \text{Pr}^{1/3}}{[1 + (0.4/\text{Pr})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{\text{Re}}{282000} \right)^{1/2} \right] \quad (4.13)$$

$$\text{Nu}_e := 0.3 + \frac{0.62 \cdot \text{Re}_e^{0.5} \cdot \text{Pr}_e^{0.333}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{\text{Pr}_e} \right)^{0.666} \right]^{0.25}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_e}{282000} \right)^{0.5} \right]$$

$$\text{Nu}_e = 138.058$$

Considerando que el número de Nusselt calculado es aplicable solamente para la primera fila de tubos, es necesario utilizar un factor de corrección en el que se considera que el sistema de calentamiento de aire posee más de diez filas de tubos, en una disposición alternada. Para esto se emplea la siguiente expresión

$$\Phi_{\text{alternado}} = 1 + \frac{2}{3 \cdot P_T} \quad (4.14)$$

¹⁴ MILLS, Anthony, Transferencia de Calor, Edit. McGraw Hill, Pág. 298

Donde:

$$P_T = \frac{S_T}{\phi_{te}}$$

$$P_T := \frac{S_T}{\phi_{te}}$$

$$P_T = 1.42$$

$$\Phi_{\text{alternado}} := 1 + \frac{2}{3 \cdot P_T}$$

$$\Phi_{\text{alternado}} = 1.469$$

El número de Nusselt para el conjunto de tubos se obtiene de la siguiente manera

$$Nu_e^{(10)} = \Phi \cdot Nu_e^{(1)}$$

$$Nu_{e10} := \Phi_{\text{alternado}} \cdot Nu_e$$

$$Nu_{e10} = 202.875$$

Utilizando la expresión antes empleada, determinamos el coeficiente de convección externa para los tubos. Para esto es necesario establecer el coeficiente k del aire a la temperatura promedio de los gases de combustión.

$$k_{ae} := 37.3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$h_{te} := \frac{Nu_{e10} \cdot k_{ae}}{\phi_{te}}$$

$$h_{te} = 238.338 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

4.1.2.3. Coeficiente global de transferencia de calor del tubo

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el tubo, se utilizará la analogía eléctrica que toma la conducción y convección en los tubos, como se muestra en la Figura 4.4

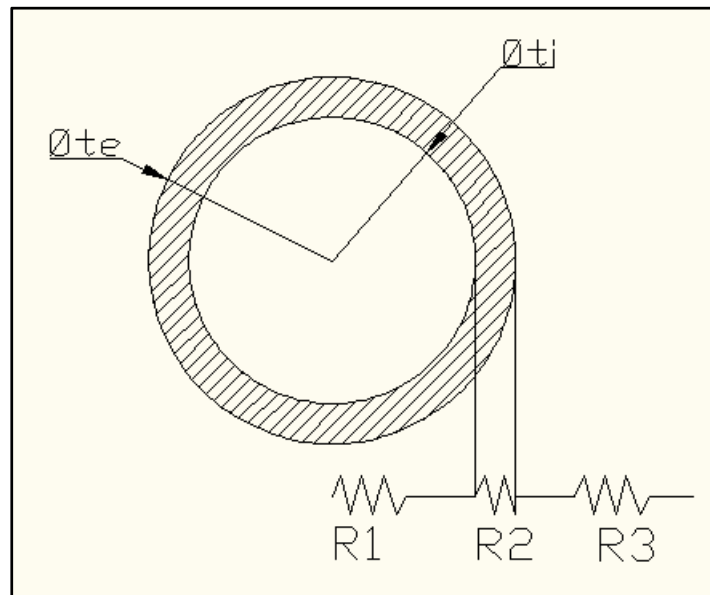


Figura 4. 4 Analogía Eléctrica para el Coeficiente Global de Transferencia de Calor

R_1 : Resistencia de convección interna

R_2 : Resistencia de conducción

R_3 : Resistencia de convección externa

$$r_{te} := \frac{\phi_{te}}{2}$$

$$r_{te} = 0.016 \text{ m}$$

$$r_{ti} := \frac{\phi_{ti}}{2}$$

$$r_{ti} = 0.014 \text{ m}$$

El coeficiente global de transferencia de calor, es función de las resistencias antes mencionadas y se determina empleando la siguiente expresión¹⁵

$$U_t = \frac{1}{\frac{r_{te}}{r_{ti} \cdot h_{ti}} + \frac{r_{te} \cdot \ln(r_{te}/r_{ti})}{k_{ac}} + \frac{1}{h_{te}}}$$

Donde: U_t es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$; r_{te} es radio externo en m; r_{ti} es radio interno en m; k_{ac} es el coeficiente de conductividad térmica del acero en $W/m \cdot K$.

Conociendo que k_{ac} es igual a $56.7 W/m \cdot K$, determinado a la temperatura promedio del tubo que es igual a $400 K$, se determina el coeficiente para el sistema de calentamiento de aire, considerando la conducción y convección en los tubos.

$$k_{ac} := 56.7 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$U_t := \frac{1}{\frac{r_{te}}{r_{ti} \cdot h_{ti}} + \frac{r_{te} \cdot \ln\left(\frac{r_{te}}{r_{ti}}\right)}{k_{ac}} + \frac{1}{h_{te}}}$$

$$U_t = 35.614 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

4.1.2.4. Cálculo del calor en el Sistema de Calentamiento de Aire y dimensionamiento

El calor en cada tubo del Sistema de Calentamiento de aire se obtiene a partir de la siguiente fórmula¹⁶.

¹⁵ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 93

$$q_{nag} = U_t \cdot A \cdot \Delta Tm$$

Donde: q_{nag} es el flujo de calor requerido para el Secado de Grano en W; U_t es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$; A es el área total de transferencia de calor en m^2 ; ΔTm es diferencia de temperaturas medias logarítmicas en K. En función de la geometría de los tubos y el número de pasos del intercambiador esta expresión queda definida de la siguiente manera

$$q_{nag} = U_t \cdot N_t \cdot L_t \cdot \pi \cdot \phi_e \cdot F_c \cdot \Delta Tm$$

Donde: N_t es el número de tubos; L_t es la longitud de los tubos en m; F_c es el factor de corrección de la temperatura para un intercambiador de múltiples pasos.

Se iniciará calculando la temperatura media logarítmica en el intercambiador, para esto es necesario definir cada una de las temperaturas que intervienen en el sistema, como se lo hace en la Figura 4.5.

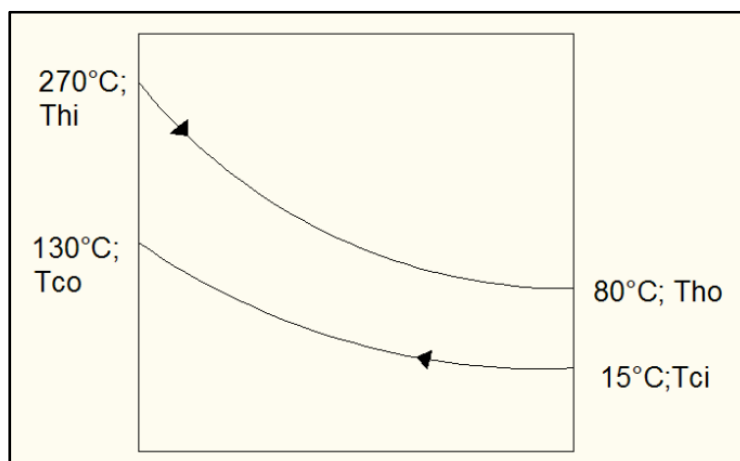


Figura 4. 5 Diagrama de Temperatura Media Logarítmica

¹⁶ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 588

$$\Delta T_m = \frac{(T_{ho} - T_{ci}) - (T_{hi} - T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}}\right)} \quad (4.15)$$

Donde: T_{hi} y T_{ho} corresponden a las temperaturas de los gases de combustión, de entrada y salida respectivamente, que se están enfriando en K; T_{ci} y T_{co} corresponden a las temperaturas del aire que se está calentando, de entrada y salida respectivamente, para secar el grano en K. Datos con los cuales se determina la temperatura media empleando la siguiente expresión¹⁷

$$T_{hi} := 543 \cdot K$$

$$T_{ci} := 288 \cdot K$$

$$T_{ho} := 353 \cdot K$$

$$T_{co} := 403 \cdot K$$

$$\Delta T_m := \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left[\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}\right]}$$

$$\Delta T_m = 97.751 K$$

Debido a que el intercambiador es de tres pasos, es necesario aplicar un factor de corrección a la temperatura media, el mismo que se obtiene de la siguiente Figura 4.6.

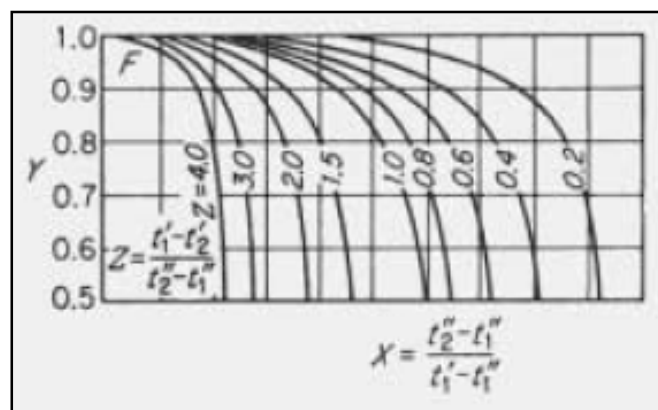


Figura 4. 6 Gráfico de Coeficiente de Corrección para un intercambiador de 3 pasos
Fuente: R.A. Bowman, A.C. Mueller y W. M. Tagle, Trans. ASME, 62-283-294; Mayo, 1940

¹⁷ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 590

Donde:

$$X := \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}}$$

$$Z := \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}}$$

$$X = 0.451$$

$$Z = 1.652$$

Con lo que el factor de corrección para un intercambiador de tres pasos es

$$F_c := 0.95$$

El flujo de calor del Sistema de Calentamiento de Aire, se calcula a partir del calor cedido por los gases de combustión de la siguiente manera

$$q_{sc} = \dot{m}_{gc} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde: \dot{m}_{gc} flujo másico de gases de combustión en kg/s; C_p es calor específico a presión constante en J/kg·K; ΔT es variación de temperatura que sufren los gases en K. Todas las propiedades requeridas⁹ en el cálculo son evaluadas a la temperatura media de los gases de combustión.

$$\dot{m}_{gc} = A \cdot V_{gc} \cdot \rho_{gc}$$

$$a := 0.6 \cdot m$$

$$\rho_{gc} := 0.774 \cdot \frac{kg}{m^3}$$

$$V_{gc} = 18.856 \frac{m}{s}$$

$$m_{gc} := V_{gc} \cdot a \cdot b \cdot \rho_{gc}$$

$$m_{gc} = 6.252 \frac{kg}{s}$$

Conociendo el valor de calor específico¹⁰, determinamos el flujo de calor

$$C_p := 1021 \cdot \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$q_{sc} := m_{gc} \cdot C_p \cdot (T_{hi} - T_{ho})$$

$$q_{sc} = 1.213 \times 10^6 W$$

Este valor al ser comparado con el calor requerido para el secado de grano (q_{nag}), nos indica que el sistema está en la capacidad de proveer el calor necesario para el secado del grano.

Finalmente, a partir de la información obtenida se procede a dimensionar el intercambiador del Sistema de calentamiento de aire, considerando que el número de tubos en el intercambiador es la variable desconocida, tenemos

$$N_t = \frac{q_{nag}}{L_t \cdot U_t \cdot \pi \cdot \phi_{te} \cdot F_c \cdot \Delta T_m}$$

$$L_t := 0.6 \cdot m$$

$$N_t := \frac{q_{nag}}{L_t \cdot U_t \cdot \pi \cdot \phi_{te} \cdot F_c \cdot \Delta T_m}$$

$$N_t = 240.036$$

Donde se utilizará por facilidad de construcción N_t igual a 243.

4.1.3. Pérdidas de calor en el equipo

Las pérdidas de calor en el equipo se componen por:

- Pérdidas en la cámara de combustión
- Pérdidas en el sistema de calentamiento de aire

De tal manera que el flujo de calor perdido es igual a

$$q_{ps} = q_{pcc} + q_{psc} \quad (4.16)$$

4.1.3.1. Pérdidas de calor en la cámara de combustión

a) Coeficiente de convección externa

Para determinar el coeficiente de convección externa de la cámara de combustión del equipo, se puede emplear la expresión, que relaciona la velocidad del viento sobre una pared plana de manera directa

$$h_{cce} = 2.8 + 3 \cdot V_v \quad (4.17)$$

Donde: V_v es la velocidad del viento en el exterior del equipo, que toma el valor³ de 1.2 m/s.

$$V_v := 1.2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_{cce} := 2.8 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} + 3 \cdot \frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}} \cdot V_v$$

$$h_{cce} = 6.4 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

b) Coeficiente de convección interna

El procedimiento necesario para obtener el coeficiente de convección de una pared plana, es equivalente al procedimiento en un tubo, por esto se iniciará calculando el número de Reynolds

$$Re_{cci} = \frac{V_{gc} \cdot L_{cc}}{\nu_{cc}}$$

Donde: V_{gc} es la velocidad de los gases de combustión en m/s; L_{cc} es la altura de la cámara de combustión en m; ν_{cc} es la viscosidad cinemática en m^2/s .

La viscosidad y las demás propiedades¹⁰ se obtienen a temperatura de la llama adiabática, que es de 1473 K en la cámara de combustión.

$$\nu_{cc} := 240 \cdot \frac{m^2}{s}$$

$$L_{cc} := 0.45 \cdot m$$

$$Re_{cci} := \frac{V_{gc} \cdot L_{cc}}{\nu_{cc}}$$

$$Re_{cci} = 0.035$$

Se determina el número de Nusselt, utilizando la siguiente expresión¹⁸

$$Nu_{cci} = 0.664 \cdot Re_{cci}^{1/2} \cdot Pr_{cci}^{1/3} \quad (4.18)$$

$$Pr_{cci} := 0.685$$

¹⁸ INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 394

$$Nu_{cci} := 0.664 \cdot Re_{cci}^{0.5} \cdot Pr_{cci}^{0.333}$$

$$Nu_{cci} = 0.11$$

El coeficiente de convección para una pared plana se obtiene utilizando la siguiente fórmula

$$h_{cci} = \frac{Nu_{cci} \cdot k_{gc}}{L_{cc}}$$

$$k_{gc} := 100 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$h_{cci} := \frac{Nu_{cci} \cdot k_{gc}}{L_{cc}}$$

$$h_{cci} = 0.024 \frac{kg}{K \cdot s^3}$$

c) Coeficiente global de transferencia de calor en la cámara de combustión

A partir del estudio de la Figura 4.7, se utiliza la analogía eléctrica para determinar el coeficiente global de transferencia de calor

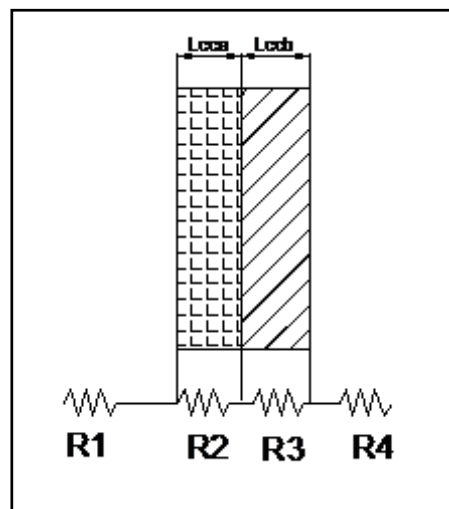


Figura 4. 7 Analogía Eléctrica para el Coeficiente Global de Transferencia de Calor en la Cámara de Combustión

R₁: Resistencia de convección interna

R₂: Resistencia de conducción por Ladrillo refractario

R₃: Resistencia de conducción por Lamina de acero de 3 mm

R₄: Resistencia de convección externa

El coeficiente global de transferencia de calor, es función de las resistencias antes mencionadas y se determina empleando la siguiente expresión

$$U_{tcc} = \frac{1}{(1/h_{cci}) + (L_{cca}/k_{la}) + (L_{ccb}/k_{acc}) + (1/h_{cce})}$$

Donde: U_{tcc} es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$; k_{ac} es el coeficiente de conductividad térmica del acero en $W/m \cdot K$; k_{la} es el coeficiente de conductividad térmica del ladrillo refractario en $W/m \cdot K$. Los valores de coeficientes de conductividad térmica se encuentran en el Anexo A.

$$L_{cca} := 0.03 \cdot m$$

$$L_{ccb} := 0.003 \cdot m$$

$$k_{la} := 1.8 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k_{acc} := 30 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$U_{tcc} := \frac{1}{\frac{1}{h_{cci}} + \frac{L_{cca}}{k_{la}} + \frac{L_{ccb}}{k_{acc}} + \frac{L_{ccd}}{k_{ac}} + \frac{1}{h_{cce}}}$$

$$U_{tcc} = 0.024 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

d) Cálculo de pérdidas de calor en la cámara de combustión

El calor perdido en la cámara de combustión se obtiene a partir de la siguiente fórmula¹⁹

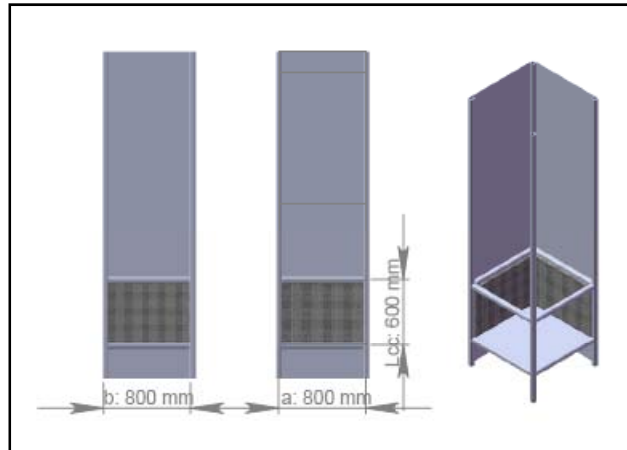


Figura 4. 8 Esquema Cámara de Combustión

$$q_{pcc} = U_{tcc} \cdot A_{cc} \cdot \Delta T_{cc}$$

Donde: q_{pcc} es el flujo de calor perdido en la Cámara de Combustión en W; U_{tcc} es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$; A_{cc} es el área total de transferencia de calor de todas las caras como se muestra en la Figura 4.8 en m^2 ; ΔT_{cc} es diferencia de temperaturas entre la cámara de combustión y el ambiente en K.

$$A_{cc} := 2 \cdot L_{cc} \cdot (a + b)$$

$$A_{cc} = 1.183 m^2$$

¹⁹ NCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 588

$$T_{cc} := 1473 \cdot K$$

$$\Delta T_{cc} := T_{cc} - T_a$$

$$\Delta T_{cc} = 1.185 \times 10^3 K$$

$$q_{pcc} := U_{tcc} \cdot A_{cc} \cdot \Delta T_{cc}$$

$$q_{pcc} = 34.134 W$$

4.1.3.2. Pérdidas de calor en las Paredes del Sistema de calentamiento

a) Coeficiente de convección externa

Para determinar el coeficiente de convección externa del equipo, se puede emplear la expresión, que relaciona la velocidad del viento sobre una pared plana de manera directa

$$h_{sce} = 2.8 + 3 \cdot V_v$$

Donde: V_v es la velocidad del viento en el exterior del equipo, que toma el valor³ de 1.2 m/s.

$$h_{sce} := 2.8 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} + 3 \cdot \frac{W \cdot s}{m^3 \cdot K} \cdot V_v$$

$$h_{sce} = 6.4 \frac{kg}{K \cdot s^3}$$

b) Coeficiente de convección interna

Se utilizará el mismo procedimiento que el empleado en la cámara de combustión, por esto se iniciará calculando el número de Reynolds

$$Re_{sci} = \frac{V_{pgc} \cdot L_{sc}}{\nu_{sc}}$$

Donde: V_{pgc} es la velocidad promedio de los gases de combustión en m/s; L_{sc} es la altura del sistema de calentamiento de aire en m; ν_{sc} es la viscosidad cinemática en m²/s.

Para determinar la velocidad promedio en el sistema de calentamiento de aire, es necesario encontrar la velocidad a la salida del arreglo de tubos, para esto es necesario determinar la caída de presión en el tiro, utilizando la siguiente expresión²⁰.

$$Tiro = 4.63 \cdot B \cdot \left(\frac{1}{T_a} - \frac{\omega_1}{T_t} \right) \cdot H_c \quad (4.19)$$

Donde: **B** Presión atmosférica en cm·Hg; ω_1 Densidad específica de los gases de combustión con relación al aire; T_t Temperatura promedio de los gases de combustión en la chimenea en K; H_c Altura de la chimenea en m.

Los datos de Presión **B** y densidad del aire ρ_a obtenidos³ para la comunidad de Tumbiguan en la provincia de Bolívar son:

$$B := 54.28 \text{ cmHg}$$

$$\rho_{at} := 0.947 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La densidad específica de los gases de combustión se obtiene al relacionar la densidad promedio de los mismos en la chimenea con la densidad del aire ambiente. Siendo el valor de la temperatura igual a 333 K, la densidad específica¹⁰ es igual a

²⁰ TRINKS, W, Hornos Industriales, Edit. Urmo. S.A, Pág. 386

$$T_t := 333 \text{ K}$$

$$\rho_t := 1.073 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\omega_1 := \frac{\rho_t}{\rho_{at}}$$

$$\omega_1 = 1.133$$

La altura de la chimenea es:

$$H_{tc} := 1.5 \text{ m}$$

Con estos datos, se determina la presión en el tiro de la siguiente manera

$$\text{Tiro} := 4.63 \cdot B \cdot \left(\frac{1}{T_{at}} - \frac{\omega_1}{T_t} \right) \cdot H_{tc}$$

$$\text{Tiro} = 0.026 \text{ mmH}_2\text{O}$$

La velocidad de los gases de escape a la salida de la chimenea se determina empleando la siguiente fórmula²¹

$$V_{tgc} = \sqrt{\text{Tiro} \cdot 19.6 \cdot \frac{1}{\rho_t}} \quad (4.20)$$

Donde: V_{tgc} es la velocidad de los gases de escape en m/s.

²¹ TRINKS, W, Hornos Industriales, Edit. Urmo S.A, Pág. 387

$$V_{tgc} := \sqrt{\text{Tiro} \cdot 19.6 \cdot \frac{1}{\rho_t}}$$

$$V_{tgc} = 0.693 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces la velocidad promedio de los gases de combustión es

$$V_{pgc} := \frac{V_{tgc} + V_{gc}}{2}$$

$$V_{pgc} = 9.774 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con esta información y el resto de datos a temperatura promedio de los gases de escape, determinamos el número de Reynolds

$$L_{sc} := 1.241 \cdot \text{m}$$

$$\nu_{sc} := 32.39 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$Re_{sci} := \frac{V_{pgc} \cdot L_{sc}}{\nu_{sc}}$$

$$Re_{sci} = 3.745 \times 10^5$$

Se determina el número de Nusselt, utilizando la siguiente expresión²²

$$Nu_{sci} = \left(0.037 \cdot Re_{sci}^{4/5} - 871 \right) \cdot Pr_{sci}^{1/3} \quad (4.21)$$

²² INCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 395

$$Pr_{sci} := 0.686$$

$$Nu_{sci} := \left(0.037 \cdot Re_{sci}^{0.8} - 871 \right) \cdot Pr_{sci}^{0.333}$$

$$Nu_{sci} = 170.276$$

El coeficiente de convección para una pared plana se obtiene utilizando la siguiente expresión

$$h_{sci} = \frac{Nu_{sci} \cdot k_{ae}}{L_{sc}}$$

$$k_{ae} = 0.037 \frac{\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$h_{sci} := \frac{Nu_{sci} \cdot k_{ae}}{L_{sc}} \quad h_{sci} = 5.118 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

c) Coeficiente global de transferencia de calor en las paredes del sistema de calentamiento de aire

Empleando la analogía eléctrica se determina el coeficiente global de transferencia de calor, como se indica en la Figura 4.9.

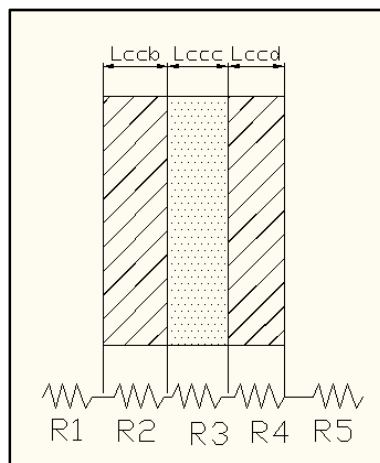


Figura 4. 9 Analogía Eléctrica para el Coeficiente Global de Transferencia en el Sistema de Calentamiento de Aire

R₁: Resistencia de convección interna

R₂: Resistencia de conducción por Lamina de acero de 3 mm

R₃: Resistencia de conducción por Lana de vidrio de 2"

R₄: Resistencia de conducción por Lamina de acero de 0.75 mm

R₅: Resistencia de convección externa

A partir de las resistencias antes mencionadas, se determina el coeficiente global de transferencia de calor

$$U_{tsc} = \frac{1}{(1/h_{sci}) + (L_{ccb}/k_{acc}) + (L_{ccc}/k_{lv}) + (L_{ccd}/k_{acc}) + (1/h_{sce})}$$

Donde: U_{tsc} es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$; k_{ac} es el coeficiente de conductividad térmica del acero en $W/m \cdot K$; k_{lv} es el coeficiente de conductividad térmica de la lana de vidrio en $W/m \cdot K$; k_{la} es el coeficiente de conductividad térmica del ladrillo refractario en $W/m \cdot K$. Los valores de coeficientes de conductividad térmica se encuentran en el Anexo A.

$$k_{asc} := 56.7 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$k_{lvs} := 0.058 \cdot \frac{W}{m \cdot K} \quad L_{ccc} := 0.051 \cdot m$$

$$U_{tsc} := \frac{1}{\frac{1}{h_{sci}} + \frac{L_{ccb}}{k_{asc}} + \frac{L_{ccc}}{k_{lvs}} + \frac{L_{ccd}}{k_{ac}} + \frac{1}{h_{sce}}}$$

$$U_{tsc} = 0.812 \frac{kg}{K \cdot s^3}$$

d) Cálculo de pérdidas de calor en las paredes del sistema de calentamiento de aire

El calor perdido en las paredes del sistema de calentamiento de aire se obtiene a partir de la siguiente expresión²³

$$q_{psc} = U_{tsc} \cdot A_{sc} \cdot \Delta T_{sc}$$

Donde: q_{psc} es el flujo de calor perdido en las paredes del sistema de calentamiento de aire en W; U_{tsc} es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$; A_{sc} es el área total de transferencia de calor de todas las caras como se muestra en la Figura 4.10 en m^2 ; ΔT_{sc} es diferencia de temperaturas entre el interior de las paredes del sistema de calentamiento de aire y el ambiente en K.

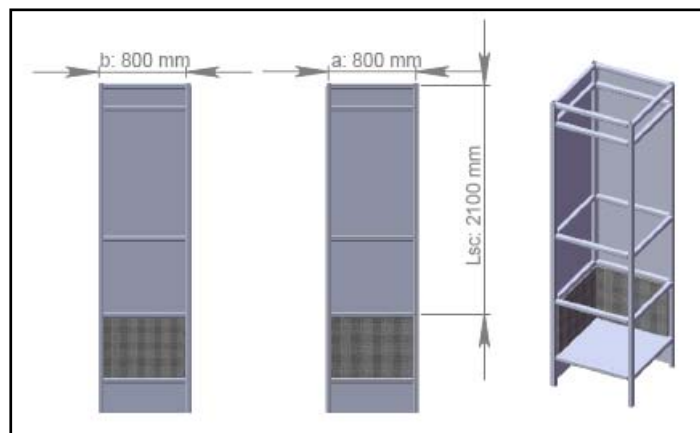


Figura 4. 10 Esquema de Paredes de Sistema de Calentamiento de Aire

$$A_{sc} := 2 \cdot L_{sc} \cdot (a + b)$$

$$A_{sc} = 3.261 \text{ m}^2$$

$$T_{sc} := 593 \cdot K$$

²³ NCROPERA, Frank, Fundamentos de Transferencia de Calor, Edit. Prentice Hall, Pág. 588

$$\Delta T_{sc} := T_{sc} - T_a$$

$$\Delta T_{sc} = 305 \text{ K}$$

$$q_{psc} := U_{tsc} \cdot A_{sc} \cdot \Delta T_{sc}$$

$$q_{psc} = 808.038 \text{ W}$$

4.1.3.3. Cálculo de pérdidas de calor en el equipo

Como se definió anteriormente el flujo de calor perdido es igual a

$$q_{ps} = q_{pcc} + q_{psc} \quad (4.22)$$

$$q_{ps} := q_{pcc} + q_{psc}$$

$$q_{ps} = 842.173 \text{ W}$$

4.1.3.4. Cálculo del calor Total requerido

Al finalizar el procedimiento de diseño térmico, se determinó la cantidad de calor necesaria para el proceso de secado y el valor de las pérdidas de calor al ambiente, de tal manera que el calor total requerido en el equipo es

$$q_T = q_{nag} + q_{ps} \quad (4.23)$$

$$q_T := q_{nag} + q_{ps}$$

$$q_T = 4.835 \times 10^4 \text{ W}$$

4.1.4. Cálculo de Flujo másico del aire y selección de ventilador

4.1.4.1. Flujo másico de aire

El aire necesario para el proceso de secado se determina mediante el análisis de transferencia de calor del equipo, utilizando datos psicrométricos del aire en el lugar de implementación del sistema.

Los datos psicrométricos se obtienen a partir del software Akton Psychrometric Chart, los datos de presión y altura de la comunidad de Tumbiguan en la provincia de Bolívar.

Altitud: 2608 m. s. n. m

Presión Atmosférica: 73.77 kPa

Empleando este software se puede determinar las propiedades psicrométricas del aire a cualquier altura, condición de humedad y temperatura. Para este proyecto se tienen los siguientes datos, mostrados a continuación

W	t	rh	v	h	td
kg/kg	C	%	m ³ /kg	kJ/kg	C
0.00645	15	44.5	1,133	31.33	3.01
0.00645	130	0.283	1,586	149	3.01
W	tw	Vtot	m	ma	mw
kg/kg	C	m ³	kg	kg	kg
0.00645	8.1	1,126	1	0.9936	0.00641
0.00645	33	1,576	1	0.9936	0.006409

Los cuales se pueden comprobar utilizando las cartas psicrométricas, como la mostrada en la Figura 4.11, provistas de igual manera por el software Akton.

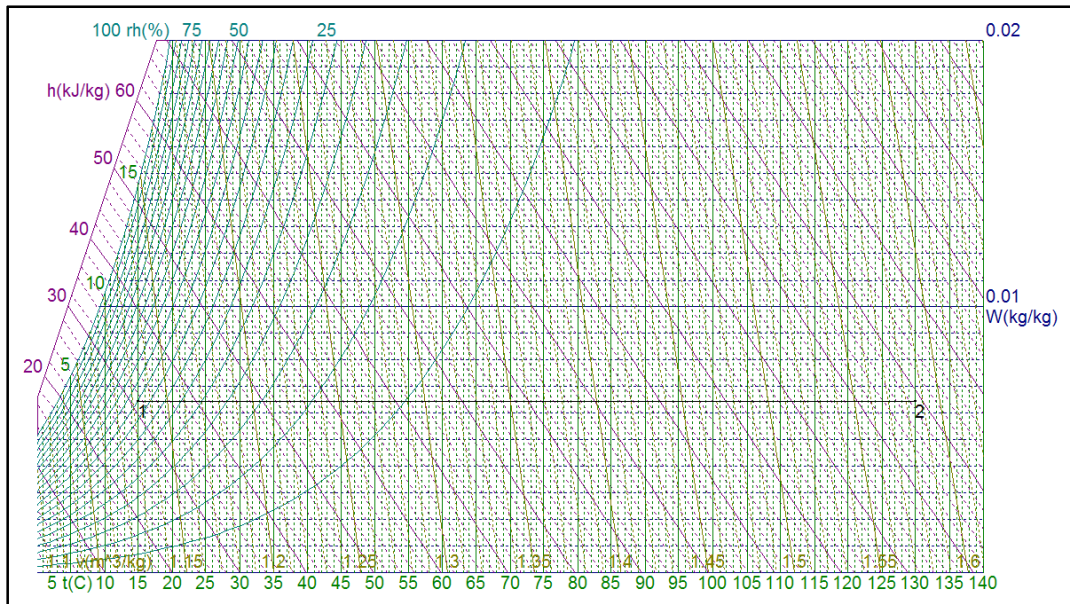


Figura 4. 11 Cuadro Psicrométrico para el proceso de Calentamiento de Aire a 2608 msnm

Para determinar la masa de aire necesaria para el proceso de secado de los granos, se utilizara la siguiente expresión

$$q_{nag} = m_{as} \cdot (h_{2a} - h_{1a}) \quad (4.24)$$

Donde: q_{nag} es el flujo de calor máximo a trasportar por el aire en W; m_{as} es el flujo másico de aire enviada por el ventilador para el proceso de secado en kg/s; h_{2a} y h_{1a} son las entalpias del aire a la entrada y salida, respectivamente, en J/kg.

$$h_{1a} := 31330 \cdot \frac{J}{kg}$$

$$h_{2a} := 149000 \cdot \frac{J}{kg}$$

Se determina el flujo másico de aire que debe ser enviado por el ventilador, considerando el calor total necesario para el proceso de secado y las entalpias del aire de la siguiente manera

$$m_{at} := \frac{q_{nag}}{h_{2a} - h_{1a}}$$

$$m_{at} = 0.404 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Con esto se puede calcular el flujo volumétrico, mediante la densidad del aire¹⁰ a temperatura promedio que es 350 K, con esto se tiene

$$\rho_{ap} := 0.995 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad F_{va} := \frac{m_{at}}{\rho_{ap}} \quad F_{va} = 0.406 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Este valor transformado nos da 860 CFM, y será incrementado hasta 3000 CFM, para guardar concordancia con el valor requerido de velocidad en cada tubo en la transferencia de calor. Dado que se tiene un ventilador de 3200 CFM, como dato de diseño, se utilizará el mismo a 93% de su capacidad máxima.

4.1.4.2. Pérdidas de presión

Considerando la geometría del sistema de calentamiento de aire, las pérdidas de presión producidas en el sistema se muestran a continuación en la Figura 4.12.

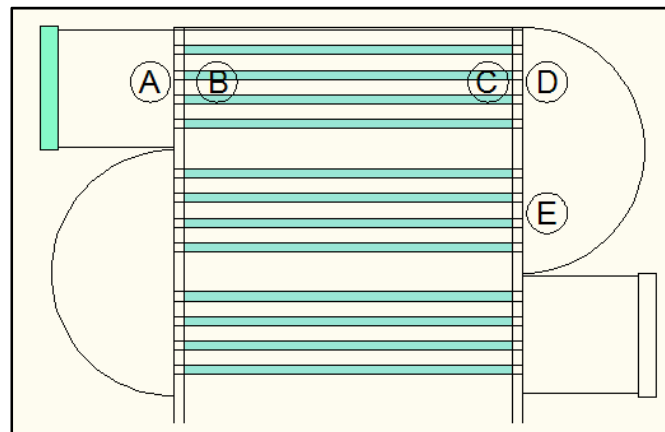


Figura 4. 12 Esquema de Regiones de Pérdidas de Presión

H_{La_b} : Pérdida por contracción súbita

H_{Lb_c} : Pérdida por fricción en tuberías

H_{Lc_d} : Pérdida por expansión súbita

H_{Ld_e} : Pérdida por codos de 180°

a) Pérdida por contracción súbita

Analizando los puntos (a) y (b) de la Figura 4.12, se puede determinar la caída de presión entre los dos puntos. Considerando que el paso del ducto al entramado de tubos es similar a una rejilla de alimentación, se tiene un valor de caída de presión igual a 17 Pa, como se muestra en el Anexo A.

Cabe resaltar que existen tres pérdidas de este tipo en el sistema de calentamiento de aire, por lo tanto la pérdida total por contracción súbita es

$$\Delta P_{a_b} := 3 \cdot 17 \cdot \text{Pa}$$

$$\Delta P_{a_b} = 51 \text{ Pa}$$

b) Pérdidas por fricción en tuberías

La longitud de las partes rectas de tuberías y el diámetro interno de la tubería son

$$L_t = 0.6 \text{ m}$$

$$\phi_{ti} = 0.027 \text{ m}$$

Con esta información se puede determinar el número de Reynolds

$$Re_{it} = \frac{V_{at} \cdot \phi_{ti}}{\nu}$$

Donde: V_{at} velocidad del aire dentro de los tubos en m/s; ϕ_{ti} es el diámetro interno de la tubería en m; ν es viscosidad del aire en m^2/s .

$$Re_{it} := \frac{V_{at} \cdot \phi_{ti}}{\nu}$$

$$Re_{it} = 1.311 \times 10^4$$

Del Anexo A, obtenemos la rugosidad del conducto

$$\varepsilon_t := 4.6 \cdot 10^{-5} \cdot m$$

Empleando la siguiente expresión²⁴, que relaciona la información anterior, se determina el factor de fricción para las tuberías

$$f_t = \frac{0.25}{\left| \log \left(\frac{1}{3.7 \cdot \phi_{it}/\varepsilon_t} + \frac{5.74}{Re_{it}^{0.9}} \right) \right|^2} \quad (4.25)$$

Donde: f_e es factor de fricción

$$f_e := \frac{0.25}{\left(\left| \log \left(\frac{1}{\frac{3.7 \cdot \phi_{ti}}{\varepsilon_t}} + \frac{5.74}{Re_{it}^{0.9}} \right) \right| \right)^2}$$

$$f_e = 0.032$$

²⁴ MOTT, Robert, Mecánica de fluidos aplicada, Edit. Pearson, Pág. 248-249

La caída de presión para la parte recta de las tuberías se determina empleando la siguiente expresión

$$H_{Lb_c} = f_e \frac{L_t \cdot V_{at}^2}{4 \cdot \phi_{ti} \cdot g} \quad (4.26)$$

Donde: f_e es factor de fricción; L_t es longitud del tubo en m; V_{at} es la velocidad del aire en los tubos en m/s; ϕ_{ti} es el diámetro interno de la tubería en m.

$$H_{Lb_c} := f_e \cdot \frac{L_t \cdot V_{at}^2}{4 \cdot \phi_{ti} \cdot g}$$

$$H_{Lb_c} = 1.867 \text{ m}$$

La caída de presión se obtiene al relacionar este valor con la densidad específica del aire a temperatura promedio en los tubos, mediante la siguiente expresión⁹

$$\Delta P_{b_c} = H_{Lb_c} \cdot \rho_{ap} \cdot g$$

$$\Delta P_{b_c} := H_{Lb_c} \cdot \rho_{ap} \cdot g$$

$$\Delta P_{b_c} = 18.214 \text{ Pa}$$

c) Pérdidas por expansión súbita

Considerando que el paso del entramado de tubos al ducto es similar a una rejilla de salida, se tiene un valor de caída de presión igual a 15 Pa, como se muestra en el Anexo A.

Cabe resaltar que existen tres pérdidas de este tipo en el sistema de calentamiento de aire, por lo que la pérdida total por dilatación súbita es

$$\Delta P_{c_d} := 3 \cdot 15 \cdot \text{Pa}$$

$$\Delta P_{c_d} = 45 \text{ Pa}$$

d) Pérdida por codos de 180°

Las pérdidas asociadas a esta geometría, se obtienen al relacionar el codo de 180° con dos codos de 90° consecutivos como se muestra en la Figura 4.13, para esto se aplica un coeficiente de pérdida que es igual a C_c y cuyo valor es de 0.22, dato que se encuentra en el Anexo A, para determinar la caída de presión partimos calculando la presión en el punto (d).

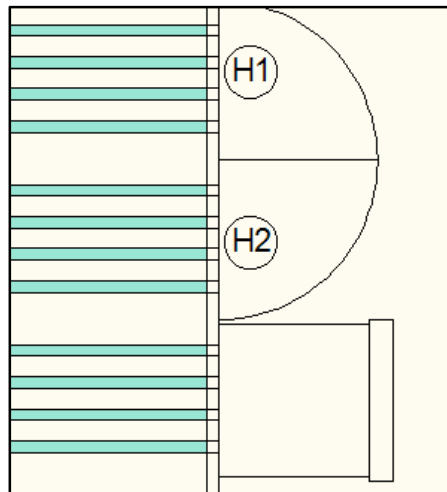


Figura 4. 13 Esquema de Codo a 180

$$H_c = \frac{V_{at}^2 \cdot \rho_{ap}}{2}$$

Donde: ρ_{ap} es densidad del aire en kg/m^3 , V_{at} es velocidad del aire en m/s ; H_c es cabeza de presión en Pa.

$$H_c := \frac{\rho_{ap} \cdot V_{at}^2}{2}$$

$$H_c = 51.355 \text{ Pa}$$

Con esta presión se determina la caída total de presión producida por los codos consecutivos

$$H_1 := C_c \cdot H_c$$

$$H_2 := C_c \cdot H_1$$

$$H_t := H_1 + H_2$$

$$H_t = 13.784 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{d_e} := H_t \cdot 3$$

$$\Delta P_{d_e} = 41.351 \text{ Pa}$$

e) Pérdidas totales de presión en el Sistema de Calentamiento de Aire

Las pérdidas totales de presión vienen dadas por la sumatoria de las pérdidas parciales de presión en cada tramo definido anteriormente y se define de la siguiente manera

$$\Delta P_V := \Delta P_{a_b} + \Delta P_{b_c} + \Delta P_{c_d} + \Delta P_{d_e}$$

$$\Delta P_V = 155.565 \text{ Pa}$$

Considerando las pérdidas por el ingreso a la cámara de secado, se aplicará un factor de corrección igual a 1.15 a la caída de presión total en el sistema, de la siguiente manera

$$\Delta P_{Vf} := 1.15 \cdot \Delta P_V$$

$$\Delta P_{Vf} = 178.9 \text{ Pa}$$

4.1.4.3. Selección del Ventilador de alimentación Sistema de Calentamiento de Aire

El ventilador ha sido seleccionado a partir de los datos calculados de presión y caudal; tomando en cuenta la disponibilidad en el mercado y las necesidades del presente proyecto.

Los datos del ventilador se presentan a continuación, y su información técnica se agrega en el Anexo B.

Caudal	3200 (CFM)
Ducto de Salida	6"
Presión Estática	1" STWG
Voltaje	110 (V)

4.1.5. Cálculo de Flujo másico de biomasa

El presente proyecto busca implementar una solución energética sostenible, por esto la producción de calor se obtendrá a partir de la quema de marlos o tusas de maíz, que es una alternativa ecológica frente a otras clases de combustibles tradicionales.

Para iniciar el cálculo del flujo de combustible, definimos el calor total requerido

$$q_T = 4.835 \times 10^4 \text{ W}$$

Conociendo que el poder calórico del marlo²⁵ de maíz, se obtiene la cantidad de biomasa necesaria para alimentar al equipo

$$P_{cmm} := 15072500 \cdot \frac{J}{kg}$$

$$m_{bio} := \frac{q_T}{P_{cmm}}$$

$$m_{bio} = 3.208 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$m_{biof} := m_{bio} \cdot 3600 \cdot s$$

$$m_{biof} = 11.549 \text{ kg}$$

El valor obtenido, es la cantidad de biomasa a ser suministrada al equipo por hora de trabajo.

²⁵ DE DIOS, Carlos, Secado de Granos y Secadores, Edit. FAO, Sección 15, Cuadro 7.

4.2. Diseño Mecánico

El diseño mecánico realizado para el equipo, se enfocó en los puntos más críticos del sistema; como son:

- Cálculo del Factor de seguridad en planchas de soporte de los tubos que componen el Sistema de Calentamiento de Aire.
- Cálculo del Factor de seguridad de la estructura de soporte del equipo.

4.2.1. Cálculo del Factor de seguridad en planchas de soporte de los tubos que componen el Sistema de Calentamiento de Aire.

En la plancha de soporte de tubos, que se muestra en la Figura 4.14, el peso total de los tubos actúa en la zona inferior de la misma, produciendo esfuerzos de aplastamiento y cortante.

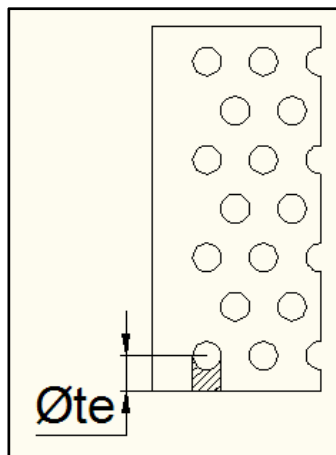


Figura 4. 14 Diagrama de Placa de Tubos

El esfuerzo cortante, se calcula a continuación mediante el D.C.L de la Figura 4.15

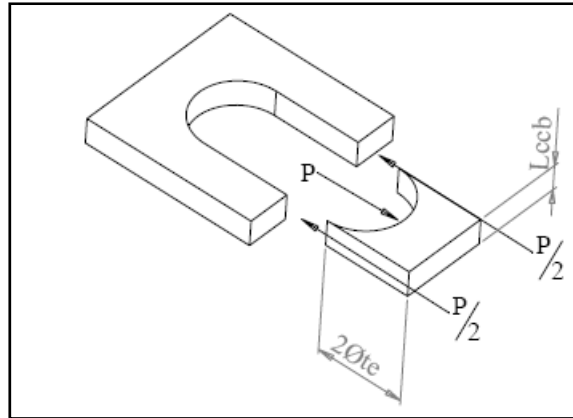


Figura 4. 15 D.C.L Esfuerzo Cortante

Primero es necesario determinar la carga P, a partir del peso de los tubos y la densidad del acero, que se puede encontrar en el Anexo A.

$$v_t := \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_{te}^2 - \phi_{ti}^2) \cdot L_t$$

$$v_t = 0.132L$$

Donde: U_t es volumen de los tubos en L. Utilizando la densidad del acero, obtenemos la masa, y con esto la carga total sobre la sección

$$\rho_{ac} := 7850 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$W_t := \rho_{ac} \cdot v_t$$

$$w_t = 1.032 \text{ kg}$$

La carga total es igual al peso de una columna de tubos, compuesta por 4 unidades.

$$P_t := 4 \cdot w_t \cdot g$$

$$P_t = 40.494 \text{ N}$$

A partir del diagrama mostrado en la Figura 4.15, calculamos el esfuerzo cortante en las secciones señaladas, empleando la siguiente expresión²⁶

$$\tau_t = \frac{P_t}{2(2 \cdot \phi_{te} \cdot L_{ccb})} \quad (4.27)$$

Donde: τ_t es Esfuerzo cortante producido en la placa en Pa; P_t es carga total en una columna de tubos en N; ϕ_{te} es Diámetro exterior de los tubos en m; L_{ccb} es espesor de la placa de acero que sostiene a los tubos en m.

$$\tau_t := \frac{P_t}{2 \cdot (2 \cdot \phi_{te} \cdot L_{ccb})}$$

$$\tau_t = 1.063 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Aplicando la teoría del Cortante Puro²⁷ y conociendo el límite elástico del acero A36, se obtiene el factor de seguridad

$$S_y := 248211.252 \cdot 10^3 \cdot \text{Pa}$$

$$S_{ys} := 0.577 \cdot S_y$$

$$N_1 := \frac{S_{ys}}{\tau_t}$$

$$N_1 = 1.348 \times 10^3$$

²⁶ PEREZ, José, Mecánica de Materiales, Ed. 2005, Pág. 17

²⁷ NORTON, Robert, Diseño de Máquinas, Edit. Prentice Hall, Pág. 295.

Valor que indica, que la placa de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.

La placa que soporta los tubos, también se ve sometida a un esfuerzo de aplastamiento en los agujeros que alojan a los tubos, según el D.C.L mostrado en la Figura 4.16.

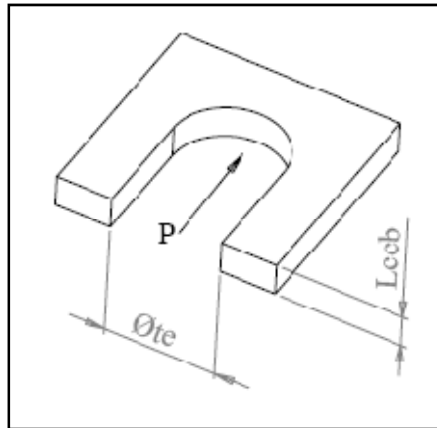


Figura 4. 16 D.C.L Esfuerzo de Aplastamiento

Para calcularlo se procede de la siguiente forma, empleando la siguiente expresión²⁸

$$\sigma_t = \frac{P_t}{A_{proy}}$$

Donde: σ_t es esfuerzo de aplastamiento en los agujeros de la placa en Pa;
 A_{proy} es el área sometida a esfuerzo de aplastamiento en m².

$$A_{proy} := \phi_{te} \cdot L_{ccb}$$

$$A_{proy} = 9.525 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\sigma_t := \frac{P_t}{A_{proy}}$$

$$\sigma_t = 4.251 \times 10^5 \text{ Pa}$$

²⁸ PEREZ, José, Mecánica de Materiales, Ed. 2005, Pág. 16

Con este valor se calcula el factor de seguridad

$$S_y = 2.482 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$N_2 := \frac{S_y}{\sigma_t}$$

$$N_2 = 583.84$$

Valor que confirma que la placa de acero no fallará por esfuerzo de aplastamiento en sus agujeros.

4.2.2. Cálculo del Factor de seguridad de la estructura de soporte del equipo.

La estructura metálica que soporta al equipo, está sometida a cargas estáticas producto del peso propio del equipo y las cargas de combustible. Las mismas que generan esfuerzos cortantes, de compresión y flexión en los elementos que la conforman.

Para realizar el estudio estático de esta estructura, se utilizó la modelación en 3D en el software de ingeniería SolidWorks 2007. Antes de iniciar el proceso en el software, es necesario determinar las cargas que soportará la estructura.

CARGA

Paredes, accesorios y piso de Acero	678 kg
Combustible (Biomasa)	15 kg
Sistema de Calentamiento de Aire	115 kg

Los elementos del nivel inferior, están sometidos a una carga combinada, compuesta por el peso propio del equipo y el del combustible. La cámara de Recolección de ceniza es el elemento más crítico, por lo que se realizará el análisis estático del mismo, como se muestra a continuación

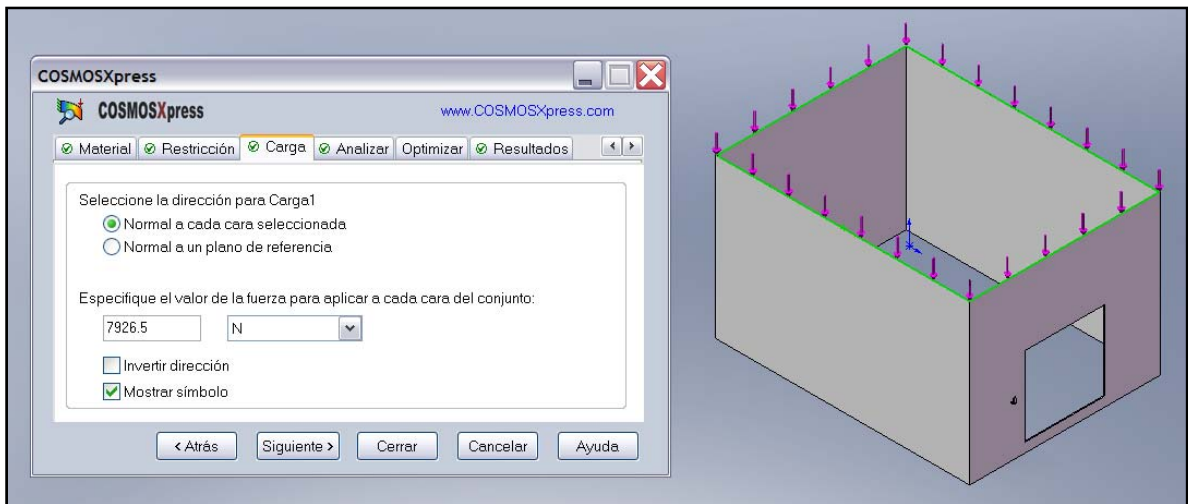


Figura 4. 17 Sistema de Cargas en el Nivel Inferior

Empleando la simulación de esfuerzos estáticos con la que cuenta este software; se determinan los valores de esfuerzo, deformación y Factor de Seguridad con los que trabaja la estructura del equipo.

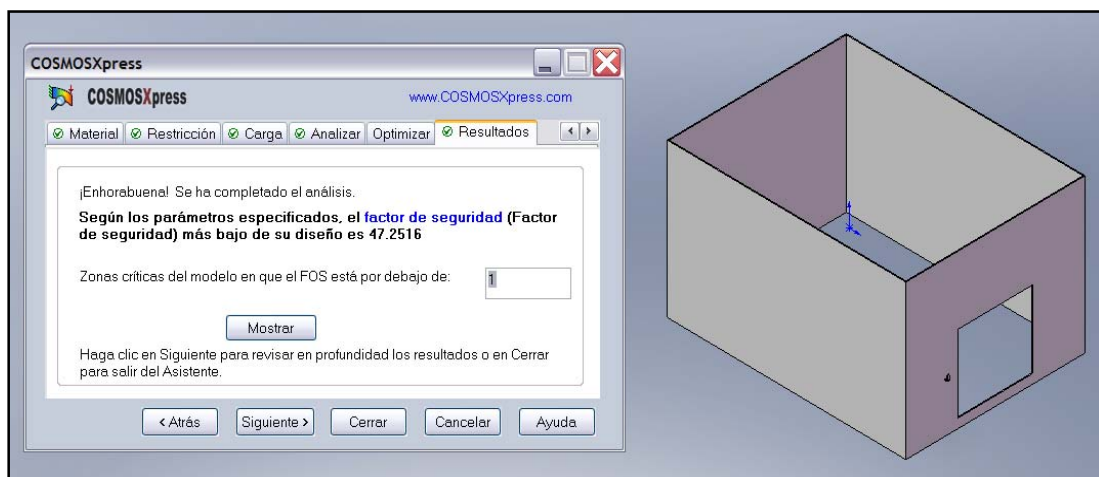


Figura 4. 18 Factor de Seguridad de la Estructura

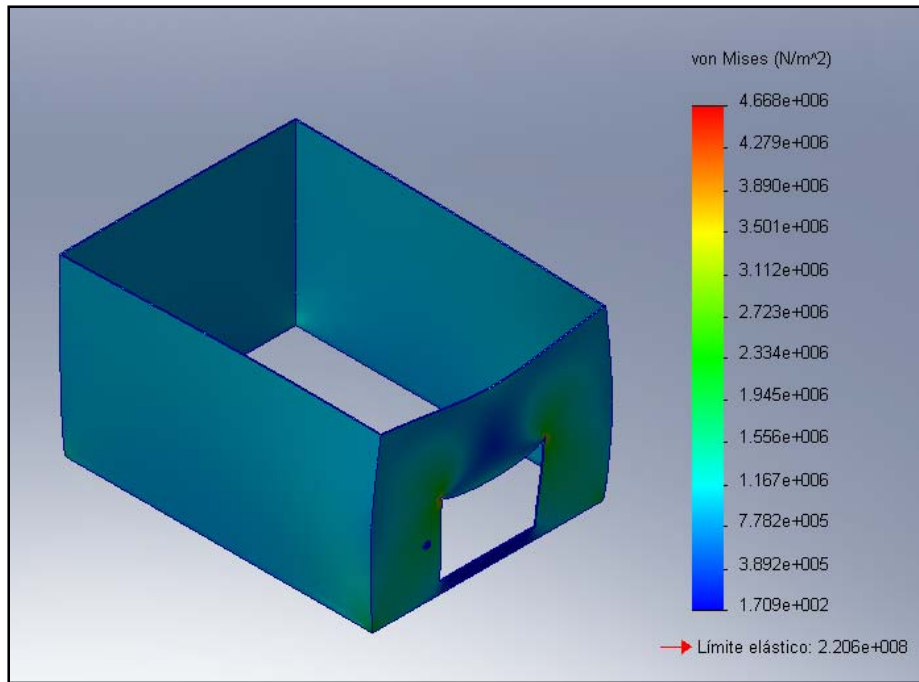


Figura 4. 19 Esfuerzos de la Estructura

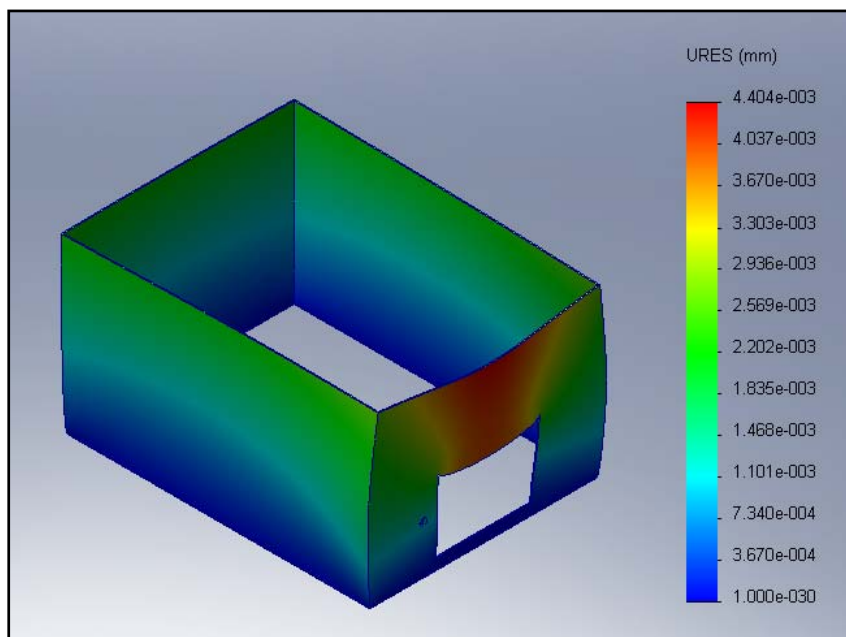


Figura 4. 20 Deformación Máxima en la Estructura

Con la información obtenida mediante el software SolidWorks, se pudo concluir que la estructura del equipo sin refuerzos trabaja con un Factor de Seguridad de 47.25 y una deformación máxima de 0.006 mm; información que verifica el diseño y asegura que el equipo operará de manera adecuada.

4.3. Planos

Los planos constructivos del Sistema de combustión se muestran en el Anexo F.

CAPITULO 5

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1. Lista de Materiales e Insumos

En el proceso de construcción del Sistema de Combustión Alternativo se utilizaron diferentes materiales e insumos. Dentro de la selección de materiales se consideraron aspectos como la disponibilidad, propiedades mecánicas, facilidad de transporte y costos. La lista de materiales seleccionados se presenta a continuación en la Tabla 5.1.

Tabla 5. 1 Lista de materiales seleccionados

MATERIALES			
ORDEN	DESCRIPCIÓN DE MATERIALES	UNIDAD	CANTIDAD
1	Planchas de acero galvanizado de 0.7mm	u	10
2	Rollos de lana de vidrio amarilla de espesor 2"	u	2
3	Ángulos de 2"x3/16"	u	2
4	Tubos cuadrados 50x50x2mm	u	2
5	Planchas de tol negro de 1.1mm	u	2
6	Planchas de tol negro de 2mm (1.8)	u	6
7	Planchas de tol negro de 3mm	u	6

Tabla 5. 2 Continuación...

8	Motoreductor de 1/2HP 60RPM, 3 Fases	u	1
9	Venterol de diámetro Ø 4"	u	1
10	Ventilador centrífugo de 3200CFM 1" de presión	u	1
11	Tubos de acero de Ø 1 ¼" x 2mm de espesor (1.8)	u	36
12	Angulo de 1 ¼" x 1/8"	u	6
13	Platinas de 1 ¼" x 1/8"	u	6
14	Ladrillos refractarios de 3cm de espesor	u	60
15	Thiner	Gal	2
16	Pintura de alta temperatura (galón)	Gal	0,5
17	Planchas perforadas de 1.5mm Ø6mm paso 1,5cm	u	3
18	Juego de pernos 5/16" x 1"	u	200
19	Remaches POP 3/16" x ½"	u	200
20	Bisagras 2"	Par	3
21	Varillas lisas	u	4
INSUMOS			
22	Electrodos E6011 Ø1/8"	kg	5
23	Disco de desbaste	u	2
24	Cepillo de acero	u	1
25	Lija de agua #180	u	6
26	Lija de agua #220	u	6
27	Sierra grano grueso	u	6

5.2. Máquinas y Equipos utilizados

Las máquinas y herramientas empleadas para la construcción del Sistema de Combustión Alternativo, fueron seleccionadas en base a los procesos de construcción requeridos para el ensamblaje del equipo, tiempo de trabajo y el costo de su utilización. Optando prioritariamente por las máquinas que brindaban un menor tiempo y costo de trabajo. Las máquinas y herramientas seleccionadas se muestran en la Tabla 5.2.

Tabla 5. 3 Equipos y herramientas de Construcción

Guillotina Hidráulica para acero	
Características: <ul style="list-style-type: none">- Panel de Control eléctrico- Switch de encendido principal- Pedal de accionamiento- Corte máximo 2mm de espesor- Voltaje 220V- Motor Eléctrico	
Guillotina Manual para acero	
Características: <ul style="list-style-type: none">- Fabricación artesanal- Corte de planchas hasta 5mm- Longitud de palanca 1,5m	
Roladora	
Características: <ul style="list-style-type: none">- Fabricación artesanal- Espesores de rolado hasta 4mm- Luz entre columnas 2m	

Dobladora Manual

Características:

- 18 dados desplazables con pernos hexagonales
- Prensa láminas
- Contrapesos en dos palancas
- Luz de 2 m



Soldadora

Características:

- Voltaje: Bivoltaje 220V-110V
- Potencia: 14000W Peso: 24 kg.
- Capacidad de electrodo: 2,0 - 5mm
- Ciclo de trabajo: 10% Rango de amperaje 65-250-A




Taladro de Pedestal

Características:

- Potencia: 620W
- Velocidad: 1725 RPM
- Juego de brocas máximo 22mm



Amoladora	
<p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Permite usar discos de corte y desbaste - Discos de hasta 18cm de diámetro - Potencia: 2000W - Frecuencia: 60Hz. 	

Torno	
<p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Diámetro sobre escote: Ø 506mm - Ancho bancada: 206mm - Distancia entre puntas: 1000mm - Numero velocidades: 16 - Recorrido contrapunta: 120MM - Motor de 2 veloc.: 1.5/2.4 Kw 	

5.3 Herramientas e Instrumentos utilizados

Durante el proceso de construcción es necesario emplear varios elementos que son parte del proceso productivo, y que emplean principalmente la fuerza física del los obreros para funcionar, las herramientas e instrumentos utilizados se presentan en la Tabla 5.3.

Tabla 5. 4 Herramientas e Instrumentos utilizados

ORD.	HERRAMIENTA/INSTRUMENTO	CARACTERÍSTICAS
1	Martillo	20 lb
2	Tijeras	Para tool
3	Destornilladores	Varios

Tabla 5. 5 Continuación...

4	Playo	De presión
5	Soplete	1/4 de galón
6	Rayador	Para tool
7	Flexómetro	5m longitud
8	Escuadra	15cm - 90°
9	Nivel	Varios
10	Compás de puntas	1m de radio
11	Regla de ingeniero	60 y 30 cm

5.4. Construcción del Sistema de Combustión

El Sistema de Combustión es el encargado del calentamiento del aire que será utilizado en el proceso de secado de maíz pelado (mote) y está compuesto por seis secciones principales:

- Cámara de Combustión
- Intercambiador de Calor
- Recolector de Ceniza
- Cámara de Aire
- Módulo de Tiro
- Tolva de alimentación

5.4.1 Cámara de Combustión

La cámara de combustión está formada por láminas de 3 mm en el interior, mismas que al ser cortadas, dobladas y soldadas entre si funcionan como una auto estructura, evitando así la construcción de una estructura de soporte.

Para disminuir las pérdidas de calor y evitar daños en el acero que conforma la cámara de combustión, fue recubierta con ladrillo refractario en sus paredes.

Existe además una perforación de 6" centrada en la pared posterior para el ingreso de biomasa. Para fines de limpieza y control de la cámara de combustión, se realizó un corte en la parte frontal y se instaló una compuerta de 300x300mm.

Para facilitar el montaje se soldaron ángulos de 2" x 3/16" en la parte superior e inferior de la cámara. Los ángulos tienen 26 perforaciones de 5/16" de diámetro.

El diagrama de operaciones y de procesos referente a la cámara de combustión se muestra en los Anexos D. Imágenes del proceso de fabricación se presentan a continuación.



Figura 5. 1 Cámara de Combustión, Ensamble



Figura 5. 2 Cámara de Combustión, Vista Frontal



Figura 5. 3 Cámara de Combustión, Vista Superior



Figura 5. 4 Cámara de Combustión, Primera fila ladrillo refractario



Figura 5. 5 Cámara de Combustión, Ladrillo refractario

5.4.2 Intercambiador de Calor

Dada la delicadeza del producto a secar y por tratarse de una gramínea destinada al consumo humano, la construcción del intercambiador de calor debe garantizar que el aire de secado no se mezcle con los gases de combustión.

De la misma forma que la cámara de combustión, el intercambiador¹ se formó por láminas de acero al carbono 3 mm en el interior mismas que al ser cortadas, dobladas y soldadas entre si funcionan como una auto estructura, evitando por esto la construcción de una estructura de soporte. En la parte exterior se colocó un recubrimiento formado por laminas de acero galvanizado de 0.75 mm, que albergan en su interior una pared aislante de lana de vidrio de 2" de espesor.

Los gases de combustión, que deben calentar el aire de secado, son impulsados por un venterol de diámetro 4" y 600 CFM ubicado en la cámara de aire; el aire de secado es alimentado por un ventilador centrífugo de 3200 CFM y 1" de presión estática, que se encuentra en la parte superior del intercambiador de calor.

Los tubos del intercambiador de calor fueron soldados a la lámina interna de 3mm de espesor, a perforaciones previamente realizadas.

Dado el diseño del intercambiador de calor es necesario, la fabricación de tres pasos de tubos, cada uno conformado por 81 tubos de diámetro 1 ¼" y una longitud de 600mm. Cabe resaltar que los tubos no poseen curvaturas para dar lugar a los diferentes pasos. En lugar de las curvaturas se construyeron deflectores rectangulares semicirculares que conectan los pasos de tubos entre si y reducen la turbulencia.

Dichos deflectores se encuentran unidos a la estructura del intercambiador mediante ángulos de 1 ¼" x 1/8" que llevan perforaciones para ser

¹ GUASUMBA JOSÉ; Combustión de cascarrilla de arroz; 1999.

empernados al intercambiador. Se debe considerar también que este tipo de construcción facilita la limpieza de los tubos en su interior, las reparaciones y transporte del equipo. Estos deflectores fueron recubiertos con láminas de acero galvanizado de 0.75mm de espesor y una pared de lana de vidrio de 2" de espesor, para reducir las pérdidas por transferencia de calor.

Para facilitar el montaje del intercambiador de calor, se soldaron ángulos de 1 ¼" x 1/8" en la parte superior e inferior del mismo. Los ángulos poseen 26 perforaciones de diámetro 5/16", mismas que servirán para emperrar este elemento al resto del equipo.

El diagrama de operaciones y de procesos referente al intercambiador de calor se muestra en los Anexos D. El proceso de fabricación se ilustra a continuación.



Figura 5. 6 Carcasa del ntercambiador de Calor



Figura 5. 7 Intercambiador de Calor, Montaje de tubos



Figura 5. 8 Intercambiador de Calor, Alineación de tubos



Figura 5. 9 Intercambiador de Calor, Soldadura de tubos

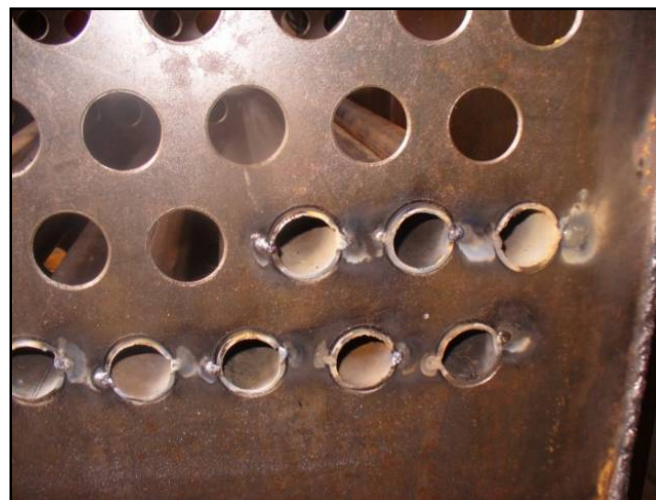


Figura 5. 10 Intercambiador de Calor, Arreglo Soldado de Tubos



Figura 5. 11 Intercambiador de Calor, Ducto de entrada



Figura 5. 12 Intercambiador de Calor, Terminado antes de pintura

La construcción de los deflectores rectangulares se muestra a continuación.



Figura 5. 13 Intercambiador de Calor, Deflector semicircular



Figura 5. 14 Intercambiador de Calor, Deflector semicircular terminado

El conjunto ensamblado se muestra a continuación.



Figura 5. 15 Intercambiador de Calor con deflectores, frontal



Figura 5. 16 Intercambiador de Calor con deflectores, lateral

5.4.3 Cámara de Aire

A través de esta sección se alimenta de aire a la cámara de combustión, siendo de vital importancia, el uso de un venterol de diámetro 4" y 600 CFM; mismo que se conecta con el sistema mediante un orificio trazado en la pared lateral.

Para facilitar la limpieza de cenizas, dada la ubicación de la cámara de aire (bajo la cámara de combustión), se realiza un corte en la parte frontal y se instala una compuerta de 250x200mm.

Entre la cámara de combustión y el pulmón de aire, se encuentra también una parrilla, formada por varilla de acero de 5/8", que cumple dos funciones: evita la caída de combustible (biomasa) hacia la cámara de aire y permite que la biomasa se queme de una mejor manera.

Para el montaje se soldaron ángulos de 1 ¼" x 1/8" en la parte superior e inferior. Los ángulos poseen 26 perforaciones de diámetro 5/16", mismas que servirán para ensamblar este elemento al resto del equipo.

El diagrama de operaciones y de procesos referente a la cámara de aire se muestra en los Anexo D. La construcción de esta cámara se ilustra a continuación.



Figura 5. 17 Cámara de aire, Ensamble



Figura 5. 18 Cámara de aire, Superior-Frontal



Figura 5. 19 Cámara de aire, Lateral-Frontal

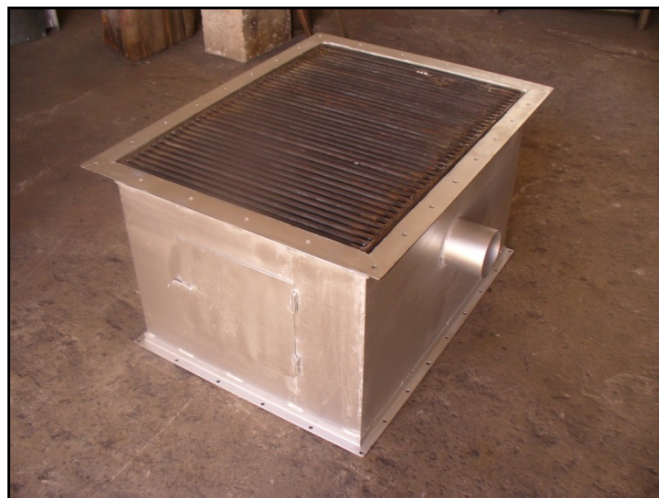


Figura 5. 20 Cámara de aire terminada y Parrilla

5.4.4 Recolector de Cenizas

El Recolector de Ceniza es la base del Sistema de Combustión, por encontrarse bajo todos los demás componentes éste se encuentra sometido a los mayores esfuerzos, provocados por el peso propio de la estructura.

Su construcción es similar a la de los componentes anteriores, formado en su interior por láminas de 3mm de espesor. Láminas que al cortarse, doblarse y soldarse entres sí funcionan como una auto estructura.

Por motivos de limpieza y por efectos de la función del recolector de cenizas, existe un corte en la parte frontal donde se encuentra instalada una compuerta de 250x250 mm.

Finalmente para el montaje se sueldan ángulos de 1 ¼" x 1/8" en la parte superior de las láminas. Los ángulos tienen 26 perforaciones de diámetro 5/16", mismas que servirán para conectar este elemento con la cámara de aire. En la parte inferior se soldó perfil de 2" x 5/16", para que el equipo pueda ser fijado a cualquier superficie, que haya sido previamente nivelada.

El diagrama de operaciones y de procesos referente al recolector de cenizas se muestra en los Anexos D. Los pasos de la construcción de esta cámara se muestran a continuación.



Figura 5. 21 Caja de Cenizas, Estructura



Figura 5. 22 Caja de Cenizas, Ensamble frontal



Figura 5. 23 Caja de Cenizas, Lateral-Frontal

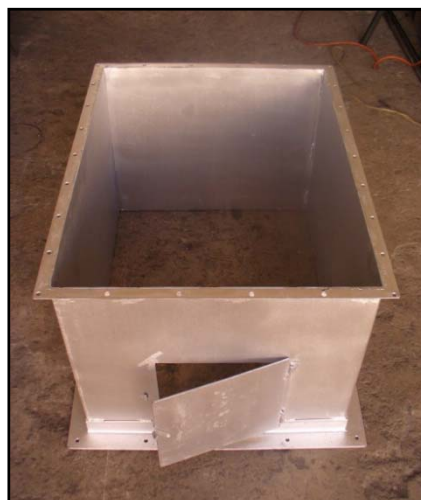


Figura 5. 24 Caja de Cenizas, Superior-Frontal

5.4.5 Plenum y chimenea

El plenum es la estructura que permite la salida de los gases de combustión luego de transferir su calor en el intercambiador. Está compuesto de dos partes: La chimenea propiamente dicha y la estructura piramidal de soporte.

La chimenea está formada por un tubo de 1500mm de longitud y 8" de diámetro. Para conformar la chimenea se debió cortar una lámina de 2mm de espesor, rolarla y soldarla, obteniendo al final un tubo con las características mencionadas.

La estructura piramidal está conformada con lámina de 2mm de espesor, que al ser cortada, doblada y soldada dan lugar a una pirámide trunca; pirámide en la que se coloca la chimenea para conformar el módulo de tiro.

Para el montaje y unión con las demás partes del Sistema de Combustión se sueldan ángulos de 1 ¼" x 1/8" en la parte inferior de la estructura. Los ángulos tienen 26 perforaciones de diámetro 5/16", mismas que permiten la unión de este elemento con el intercambiador de calor. Imágenes de este elemento se presentan a continuación.



Figura 5. 25 Estructura del plenum



Figura 5. 26 Ducto de la Chimenea



Figura 5. 27 Chimenea



Figura 5. 28 Estructura del plenum terminada



Figura 5. 29 Chimenea Terminada

5.4.6 Tolva de Alimentación

La tolva de alimentación es el mecanismo por el cual la biomasa ingresa al Sistema de Combustión.

La tolva está conformada por láminas de acero de espesor 2mm, que al ser cortadas, dobladas y soldadas entre sí funcionan como una auto estructura; pero que debido al peso y carga que soportará, es necesario la fabricación de un soporte para la misma.

Bajo la tolva se encuentra soldado un tubo de acero, mismo que da cabida a un tornillo sin fin gobernado por un motoreductor de $\frac{1}{4}$ HP. Imágenes de la construcción de la tolva de alimentación se presentan a continuación.



Figura 5. 30 Tolva de alimentación



Figura 5. 31 Tolva de alimentación, Brida de conexión y ducto de ingreso de Biomasa



Figura 5. 32 Tolva de alimentación



Figura 5. 33 Tornillo sin fin

5.4.7 Escalera

Debido a la altura de la tolva de alimentación, es necesaria la construcción de una escalera de acceso a la misma. Esta se construyo a partir de tubos de una pulgada y platina de acero de 1" y 4 mm de espesor. A continuación se presenta imágenes de la misma.



Figura 5. 34 Escalera de acceso

5.5. Montaje

El montaje del sistema de combustión por tratarse de una estructura vertical se realizó colocando las piezas inferiores primero, y montando sobre estas las siguientes, siguiendo esta secuencia:

1. Recolector de Cenizas
2. Cámara de aire
3. Cámara de Combustión
4. Intercambiador de Calor
5. Módulo de tiro

La tolva de alimentación por tratarse de una estructura adicional se ensambla al final.

A continuación mostramos una secuencia de fotos del montaje de las diferentes partes que componen el sistema de combustión.



Figura 5. 35 Ensamble Caja de cenizas y Pulmón de aire

En la Figura 5.35 se observa claramente el ensamble entre la Cámara de cenizas y el Pulmón de aire; resalta en la figura la existencia de adoquines y platinas en la parte inferior, esto debido a que el montaje se debe realizar sobre una superficie nivelada para asegurar la estabilidad del sistema.



Figura 5. 36 Parrilla para combustión

Como se mencionó con anterioridad entre el Pulmón de aire y la Cámara de combustión debe instalarse una parrilla para facilitar la combustión y la existencia de Biomasa. La Figura 5.36 muestra la instalación de la parrilla antes del montaje de la cámara de combustión.

Debido al peso que la Cámara de Combustión tomó luego de la instalación de ladrillo refractario, para su montaje fue necesario el uso de un montacargas, como se muestra en la Figura 5.37. Una vez elevada la Cámara de combustión con el montacargas se procedió a deslizarla sobre la cámara de aire, quedando lista para ser empernada.

Cabe resaltar la dificultad presentada para empernar la Cámara de combustión y la Cámara de aire, debido al peso y a la difícil ubicación de las tuercas soldadas internamente en la Cámara de combustión.



Figura 5. 37 Ensamble Cámara de combustión

De igual forma, para el montaje del Intercambiador de calor se utilizó montacargas y se procedió de la misma manera en que se hizo con la Cámara de combustión es decir; se elevó el Intercambiador de calor y se deslizó su peso sobre la Cámara de combustión. Imágenes de este ensamble se presentan a continuación.



Figura 5. 38 Ensamble Intercambiador de Calor, vista Frontal



Figura 5. 39 Ensamblado Intercambiador de Calor, vista Lateral



Figura 5. 40 Ensamblado Intercambiador de Calor, vista Lateral-Posterior

Luego de ensamblado el Intercambiador de calor, se ensambló el ducto y soporte para el venterol de 6", como se muestra a continuación en la Figura 5.41.



Figura 5. 41 Ducto para venterol de 6"



Figura 5. 42 Ensamble Ducto para venterol de 6", vista lateral



Figura 5. 43 Ensamble Ducto para venterol de 6", vista frontal

Se procedió también a la instalación del módulo de tiro, tarea de menor complejidad debido a que el peso del mismo es manejable sin necesidad del uso de un montacargas; pero que requiere elevar el ducto a una altura considerable, por las dimensiones propias del equipo.



Figura 5. 44 Ensamble del Plenum, vista Frontal



Figura 5. 45 Ensamble del Plenum y chimenea

Una vez ensamblado el Sistema de Combustión casi en su totalidad se procedió a la instalación de los equipos eléctricos, como son:

- Venterol de 6" para alimentación de aire
- Venterol de 4" para combustión de biomasa

Siendo este montaje algo sencillo debido a la existencia de soportes pero debido al peso y a la altura de instalación del venterol de 6" se hizo imperativo el uso de montacargas para el izaje del mismo. El venterol de 4" fue colocado y empernado, en el soporte diseñado para el mismo en la cámara de aire.



Figura 5. 46 Montaje de Venterol de 6" para alimentación de aire



Figura 5. 47 Montaje de Venterol de 4" para combustión de Biomasa

Finalmente y para terminar el montaje de todos los elementos del equipo se acopla como estructura anexa la Tolva de alimentación de Biomasa. Montaje en el que también se empleó un montacargas para facilitar la elevación.

El tornillo sin fin encargado de transportar la biomasa, fue acoplado con anterioridad a la tolva de alimentación, pero el motoreductor que gobierna el movimiento del tornillo se instaló como último elemento para prevenir daños en su motor eléctrico.



Figura 5. 48 Montaje de Motor reductor



Figura 5. 49 Montaje de Motor reductor, vista Lateral

5.5.1 Montaje Eléctrico

El montaje explicado anteriormente detalla todos los pasos necesarios para armar cada uno de los elementos del equipo, pero debido a la presencia de los tres motores eléctricos que trabajan en el sistema es necesario la instalación de un tablero de control eléctrico que controle el funcionamiento de los mismos, además del dimensionamiento de los cables de alimentación eléctrica que cada motor requiere.

Cableado Eléctrico

El primer paso en el proceso de montaje eléctrico es determinar el número AWG y la longitud de los cables de alimentación eléctrica de los motores.

Con la finalidad de obtener el número AWG de los motores se emplea la siguiente expresión²:

$$P = V \times I \times \cos\phi \times FS$$

Donde: **P** potencia eléctrica en W; **V** tensión de corriente en V; **I** intensidad de corriente en A; **cosφ** factor de potencia, **FS** factor de sobrecarga y es igual a 1,25.

Con los datos de placa de cada uno de los motores, mostrados en la Tabla 5.4, se determinó la intensidad de corriente que cada uno de los motores necesita, de la siguiente manera:

Tabla 5. 6 Datos Eléctricos de Placa.

DATOS DE PLACA				
Motor	Tensión (V)	Intensidad (A)	Potencia (HP)	cosφ
Venterol Superior - Secado	110	20		0.85
Venterol Inferior - Combustión	110	5		0.85
Motoreductor - Biomasa	110		0.25	0.85

² TIRAVANTI, Eduardo, Eficiencia Energética en Motores Eléctricos, Publicación PDF, Pág. 11.

Ventrol Superior – Secado:

$$P = 110 \times 20 \times 0.85 \times 1,25$$

$$P = 2337,5 \text{ W} \approx 3.13 \text{ HP}$$

$$I = 25 \text{ A}$$

Ventrol Inferior – Combustión:

$$P = 110 \times 5 \times 0.85 \times 1,25$$

$$P = 584,37 \text{ W} \approx 0.78 \text{ HP}$$

$$I = 6.25 \text{ A}$$

Motoreductor – Biomasa:

$$186,42 = 110 \times I \times 0.85 \times 1,25$$

$$I = 1.6 \text{ A}$$

Con la información de Intensidad de corriente obtenida para cada motor, se determinó el número de cable AWG necesario para cada motor, empleando la Tabla 5.5, de propiedades de Cables conductores, considerando una temperatura de operación en el Aislamiento de los cables de 60° C.

Tabla 5. 7 Propiedades de cables de Iluminación

1. Conductor		2. Aislamiento Espesor	Resistencia DC a 20°C	Diámetro Exterior	Peso Total Aproximado	Capacidad de Corriente (*)
Calibre	Diámetro					
AWG/kcmil	mm	mm	Ohm/Km	mm	Kg/Km	A
20	0,98	0,76	34,0	2,58	11	12
18	1,17	0,76	21,4	2,77	14	16
16	1,48	0,76	13,5	3,08	20	20
14	1,89	1,14	8,44	4,27	35	28
12	2,38	1,14	5,31	4,76	48	34
10	2,99	1,14	3,34	5,37	69	45

Fuente: <http://www.centelsa.com.co/userfiles/catalogos/6FLE.pdf>

La longitud de los cables, se obtuvo al medir la distancia que existe entre la ubicación de los motores y el lugar donde se dispondrá el tablero de control. Con lo que se obtiene los siguientes datos para el cableado del sistema:

Tabla 5. 8 Datos de Cableado Eléctrico.

Motor	AWG	Longitud
<i>Venterol Superior - Secado</i>	10	3 m
<i>Venterol Inferior - Combustión</i>	18	2 m
<i>Motoreductor - Biomasa</i>	22	0.5 m

Por seguridad, se conectaron el Venterol Inferior-Combustión y el Motoreductor-Biomasa con cable AWG 14, puesto que los cables necesarios eran demasiado delgados y débiles.

Finalmente, se calcula el valor AWG del cable que saldrá del tablero de control a la toma de alimentación eléctrica. Para esto se sumaron los valores de Intensidad de corriente de todos los motores, obteniendo el siguiente resultado:

$$I_T = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I_T = 25 + 6,25 + 1,6$$

$$I_T = 32,85 A$$

Con esto el cable de conexión al suministro eléctrico se determina empelando la Tabla 5.5, y debe ser 10 AWG.

Tablero de Control:

El tablero de control, será el encargado de controlar el funcionamiento eléctrico de los componentes del sistema, para su elaboración es necesario establecer los diagramas de Control y Fuerza para el sistema, los mismos que se muestran a continuación:

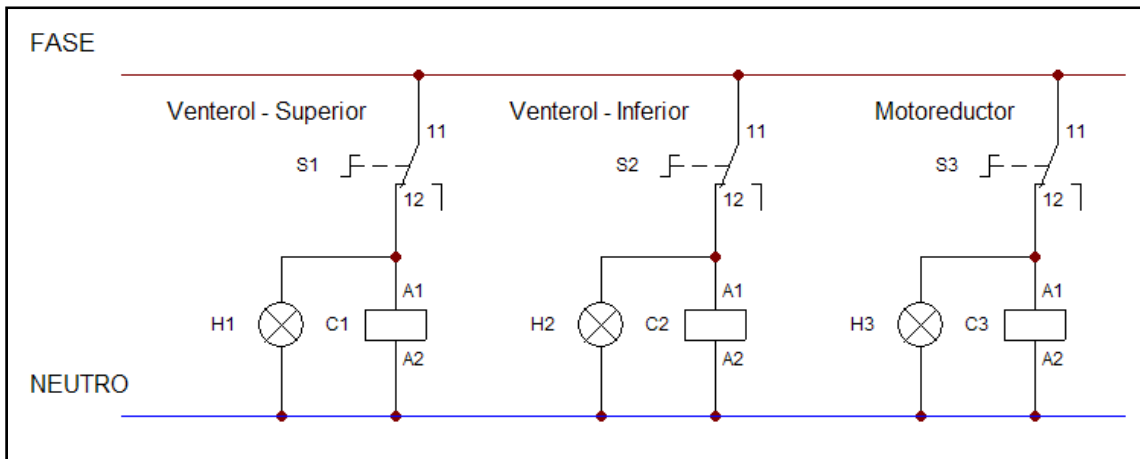


Figura 5. 50 Diagrama de Control

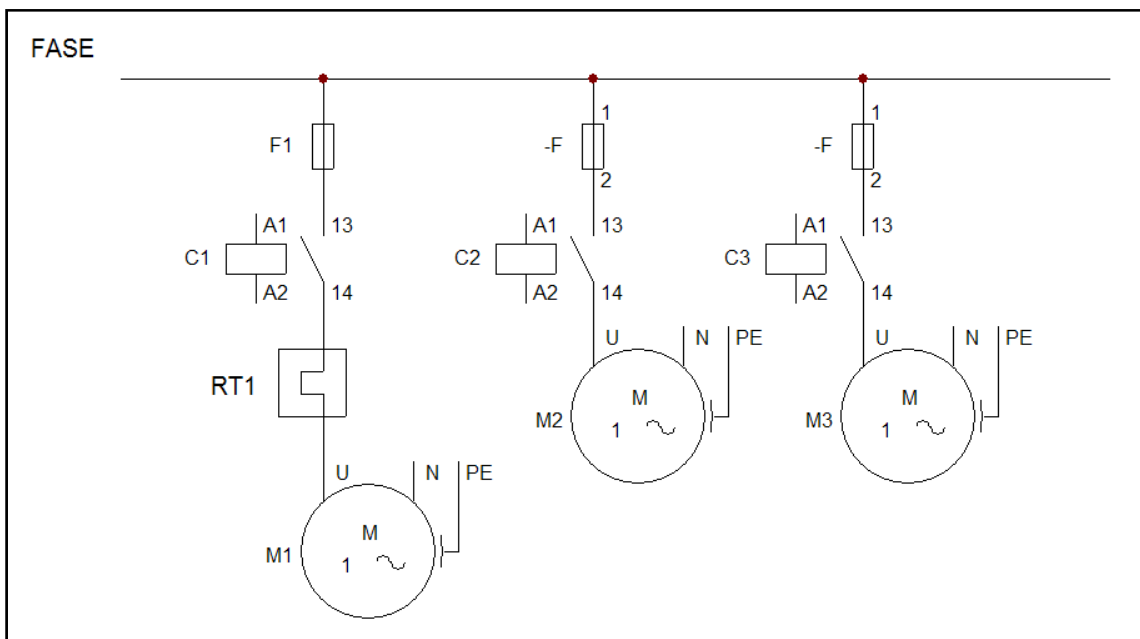


Figura 5. 51 Diagrama de Fuerza

A partir de la información obtenida de estos diagramas se estableció una lista de materiales para la creación del tablero del control del sistema, dichos materiales se listan a continuación:

MATERIALES			
ORDEN	DESCRIPCIÓN DE MATERIALES	UNIDAD	CANTIDAD
1	Relé auxiliar 3 polos 110 v	u	2
2	Selector 22mm, 2 Posiciones. Telemecanique	u	3
3	Contactador tipo LC1-D25 110V	u	1

Tabla 5. 9 Continuación...

4	Thermal Relay 17 - 25 A	u	1
5	Fusible 10 X 38, 380 V, 32A	u	3
6	Portafusible 10X38, 1 Polo, 32A, 380 V	u	3
7	Riel Din	u	1
8	Luz Piloto 22m Verde, 110 V	u	3
9	CL-33-20 Gabinete Liviano	u	1

Estos materiales cumplen funciones de regulación, protección e información; que permiten un buen funcionamiento eléctrico de los motores en el sistema. Los fusibles protegen a los elementos de cortocircuitos y sobrecargas causados en la red de alimentación, el relé térmico protege al motor principal de sobrecargas durante su operación, los relés auxiliares y el contactor funcionan como controladores de voltaje para los motores.

Finalmente los selectores y luces forman la interface del tablero que el operario deberá controlar.

A continuación se presentan imágenes del tablero de control, en las que se muestra la interface exterior del mismo, las conexiones internas y un detalle de los elementos que lo conforman.



Figura 5. 52 Tablero eléctrico



Figura 5. 53 Conjunto de protecciones

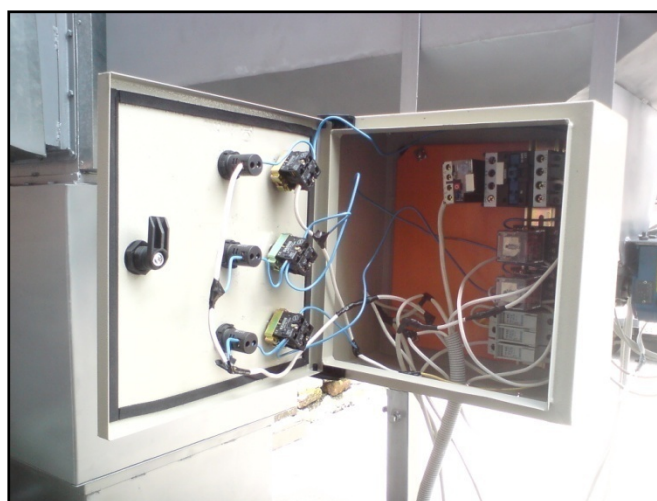


Figura 5. 54 Sistema de control del equipo

CAPITULO 6

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

6.1. Parámetros de Medición

Una vez finalizado el montaje de las diferentes partes y equipos del Sistema de Combustión, se procedió a realizar las pruebas de funcionamiento del Sistema para verificar el diseño realizado y los resultados esperados.

Dentro de la realización de pruebas, fijamos parámetros y variables que fueran sujetos de medición y que al mismo tiempo nos permitan evaluar el diseño realizado. A continuación se detallan los parámetros y variables que fueron tomados en cuenta durante el desarrollo de las pruebas:

- Temperatura promedio en paredes de Caja de cenizas
- Temperatura promedio en paredes de Cámara de aire
- Temperatura promedio en paredes de Cámara de combustión
- Temperatura promedio en paredes de Intercambiador de calor
- Velocidad de entrada de aire para secado
- Velocidad de salida de aire para secado

- Velocidad de entrada de aire para combustión
- Velocidad de salida de gases de combustión
- Temperatura de entrada de aire de secado
- Temperatura de salida de aire de secado
- Temperatura de entrada de aire para combustión
- Temperatura de salida de gases de combustión
- Composición de gases de combustión
- Flujo másico de Biomasa

6.2. Procedimiento

Antes de desarrollar el procedimiento empleado durante las pruebas y la medición de variables, se detallan a continuación los instrumentos utilizados para la obtención de datos, necesarios para el análisis del Sistema.

- Anemómetro

Marca: Extech

Modelo: 407113, Termo Anemómetro PCM servicio pesado



Figura 6. 1 Termo Anemómetro Extech

- **Termómetro**

Marca: Extech

Modelo: 42545A, Termómetro Infrarrojo para alta temperatura con puntero láser.

Rango: -50 °C a 1000 °C



Figura 6. 2 Termómetro Infrarrojo Extech

- **Analizador de Gases de Combustión de fuente fija**

Marca: Bacharach

Modelo: CA300NSX

Oxígeno (O₂) - 0 to 25%

Monóxido de Carbono (CO) - 0 to 3,000 ppm

Temperatura de gases de combustión - 0 a 2,000 °F (1,093 °C)

Oxido de nitrógeno (NO_x) - 0 a 2,000 ppm

Dióxido de sulfuro (SO₂) - 0 a 2,000 ppm



Figura 6. 3 Analizador de gases de combustión de fuente fija Bacharach

Más especificaciones técnicas de estos instrumentos se encuentran en el Anexo C. Además fue necesaria la utilización de un cronómetro y una balanza para la determinación de flujos máxicos.

A continuación se explica paso a paso el procedimiento seguido en la realización de las pruebas del sistema de combustión; también se detalla la forma en que fueron realizadas las mediciones de los parámetros y variables antes mencionadas.

- Pesar aproximadamente 5kg. de Biomasa. Colocar esta carga en la Cámara de Combustión.
- Encender el Sistema de combustión según se detalla en el manual de usuario mostrado en el Anexo G. Esperar a que este alcance condiciones óptimas de trabajo.
- Habiendo alcanzado las condiciones óptimas de trabajo, realizar las mediciones de temperatura en las paredes de los diferentes componentes del sistema de combustión.

Registrar las temperaturas iniciando en la cara frontal del equipo, considerando como cara frontal en la que se encuentran instaladas las puertas.

- Una vez terminada la medición de temperaturas en la cara frontal proceder del mismo modo con el resto de caras siguiendo un sentido horario de rotación.
- Las temperaturas en cada cara se deben tomar en tres puntos siguiendo la siguiente distribución:

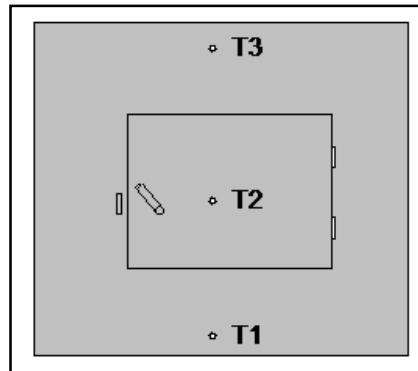


Figura 6. 4 Distribución de temperaturas de prueba

- Luego de haber registrado las temperaturas de las paredes del sistema de combustión se debe medir las velocidades de aire; iniciar con el venterol inferior de combustión.
- La siguiente velocidad fue medida a la de salida del aire de secado, misma que se debe tomar en promedio a través de todo el ducto de salida.
- Se debe medir la velocidad de los gases de combustión, para lo que es necesario alcanzar la altura de la chimenea y colocar el anemómetro en esta.
- Colocar también en la chimenea la sonda de medición de gases de combustión del equipo Bacharach. Registrar los datos e imprimirlos en el mismo equipo.
- Cabe resaltar que en todas las mediciones es necesario esperar un tiempo prudencial, para lograr que los valores presentados en los instrumentos se estabilicen y con esto obtener una medición adecuada.

6.3. Análisis de Resultados

6.3.1. Tabulación de Datos

A continuación se detallan los datos obtenidos con los instrumentos listados; en la primera prueba realizada en el equipo, el resto de información se presenta en el Anexo E.

Tabla 6. 1 Datos Experimentales, Primera prueba Sistema de Combustión

Datos Sistema de Combustión de Biomasa			
Caja de cenizas	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	32,5	31,0	32,5
Cara 2	32,0	32,5	32,5
Cara 3	31,5	32,6	32,8
Cara 4	29,2	29,5	30,0
Cámara de aire	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	33,0	34,7	36,0
Cara 2	32,5	32,2	36,0
Cara 3	33,2	34,2	38,8
Cara 4	30,5	32,5	52,0
Cámara de Combustión	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	47,0	70,0	79,0
Cara 2	52,0	57,0	60,0
Cara 3	68,0	75,0	62,3
Cara 4	114,0	90,0	65,0
Intercambiador de Calor	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	106,0	43,0	36,0
Cara 2	80,0	24,0	24,0
Cara 3	77,5	23,0	28,0
Cara 4	62,0	47,0	24,0
Velocidad entrada Int. De calor, Venterol 2; (m/s)	6.76		
Velocidad salida Int. De calor; (m/s)	3.98		

Tabla 6. 1 Continuación...

Velocidad entrada Cámara de aire, Venterol 1; (m/s)	15,8
Velocidad salida de gases de combustión; (m/s)	0,8
Temp. De aire entrada Int. De calor;(°C)	17
Temp. De aire salida Int. De calor;(°C)	85
Temp. De aire entrada Cámara de aire;(°C)	17
Temp. De salida gases de combustión;(°C)	51,6
Cantidad de Biomasa; (kg)	12,5
Tiempo de consumo de Biomasa; (min)	53

Tabla 6. 2 Datos Experimentales, Primera Prueba Análisis de gases.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR PROMEDIO	VALOR NORMALIZADO
Oxígeno, O ₂	%V	13,33	2 a 5
Dióxido de Carbono, CO ₂	%V	7,4	12,5 a 14
Monóxido de Carbono, CO	ppm	1455	10000
Dióxido de Azufre, SO ₂	ppm	-----	50 a 150
Óxidos de Nitrógeno, NO _x	ppm	-----	637 máx.
Temperatura ambiental	°C	16,0	
Temperatura gases de combustión	°C	77,7	
Eficiencia de combustión	%	84,7	

Fuente: Norma EPA, ISO y ASTM

6.3.2. Análisis

Para analizar los datos presentados, en primer lugar se obtendrá una medida promedio de estos y se comparará con los datos de diseño.

Con esta comparación simple de datos se podrá verificar la concordancia entre el diseño y los datos prácticos; tomando en cuenta que las condiciones bajo las cuales se realizaron las pruebas no fueron las ideales y no cumplen a cabalidad con las condiciones impuestas en el diseño.

Al mismo tiempo esta comparación entre datos nos permitirá analizar las causas de las variaciones que puedan surgir durante el desempeño del Sistema de combustión.

A partir de los datos mostrados en la Tabla 6.1 y en el Anexo E, obtenemos un promedio de valores, los mismos que son comparados con los datos de diseño en la Tabla 6.3.

Tabla 6. 3 Datos analíticos y experimentales del Sistema de Combustión

Datos de Temperatura (°C)	Analíticos	Experimentales
<i>Aire de Secado</i>	130,0	82,5
<i>Gases de Combustión</i>	40,0	53,0
<i>Ambiente</i>	15,0	16,5

Como se puede observar existe una ligera variación en los datos de temperatura ambiente y de los gases de combustión; mientras que los datos de aire de secado presentan una variación mayor. La misma es producto de la diferencia entre las condiciones en el montaje de prueba y el montaje de operación, durante las pruebas del Sistema fue necesario nivelar el equipo para asegurar su funcionalidad, para lo cual se emplearon adoquines en su base los mismos que evitaron que existiera la hermeticidad necesaria en la cámara de ceniza, por

esto parte del flujo de aire entregado por el venterol de combustión se perdió por la parte inferior del sistema.



Figura 6. 5 Pérdidas de flujo de aire

En términos de ingeniería, esta falta de hermeticidad genera que la velocidad del aire provisto por el venterol de combustión sea inferior a la necesaria para garantizar una convección forzada adecuada en el Sistema de intercambio de calor, con lo que el calor trasferido al aire que se trasporta por los tubos es menor a la estimada en el diseño y genera que el mismo abandone el intercambiador con una temperatura menor a la esperada.

Considerando además que la temperatura de secado del grano no debe ser mayor a 60° C, el valor obtenido en las pruebas garantiza que el proceso de secado se realizará de manera adecuada.

En lo que respecta a los datos de velocidad obtenidos a la salida del intercambiador de calor, es necesario determinar si los mismos satisfacen el requerimiento de flujo de aire para el secado.

Para esto procedemos a determinar el flujo másico a la salida del intercambiador de calor, de la siguiente manera.

$$m_{asi} = V_{asi} \times A_{dsi} \quad (6.1)$$

Donde: \dot{m}_{asi} flujo másico a la salida del intercambiador de calor en m^3/s ; V_{asi} velocidad a la salida del intercambiador de calor en m/s ; A_{dsi} área del ducto de salida del intercambiador de calor en m^2 .

Primero se obtiene el área del ducto de salida del intercambiador a partir de los datos entregados de construcción del equipo, Anexo F.

$$a_{ds} := 0.72 \cdot \text{m}$$

$$b_{ds} := 0.31 \cdot \text{m}$$

$$A_{dsi} := a_{ds} \cdot b_{ds}$$

$$A_{dsi} = 0.223 \text{ m}^2$$

Con los datos presentados anteriormente, obtenemos un promedio de la velocidad a la salida del intercambiador de calor y se calcula el flujo que abandona el Sistema de calentamiento de aire.

$$V_{asi} := 4.01 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_{asi} := A_{dsi} \cdot V_{asi}$$

$$F_{asi} = 0.895 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Esta información debe ser comparada con el resultado del cálculo psicométrico del aire necesario para el proceso de secado. Para esto utilizamos los datos de presión y altura de la comunidad de Tumbiguan en la provincia de Bolívar, en el

software Akton, para determinar la entalpía a temperatura inicial y de secado del grano.

Altitud: 2608 m. s. n. m

Presión Atmosférica: 73.77 kPa

Tabla 6. 4 Datos Psicrométricos del aire de secado

W	t	rh	v	h	td
kg/kg	C	%	m ³ /kg	kJ/kg	C
0.00579	15	40	1.132	29.66	1.52
0.006	55	4.52	1.290	70.83	2
W	tw	Vtot	m	ma	mw
kg/kg	C	m ³	kg	kg	kg
0.00579	7.46	1.126	1	0.9942	0.00576
0.006	19.8	1.282	1	0.994	0.005964

Mismos que se pueden comprobar utilizando las cartas psicrométricas, como la mostrada en la Figura 6.6, provistas de igual manera por el software Akton.

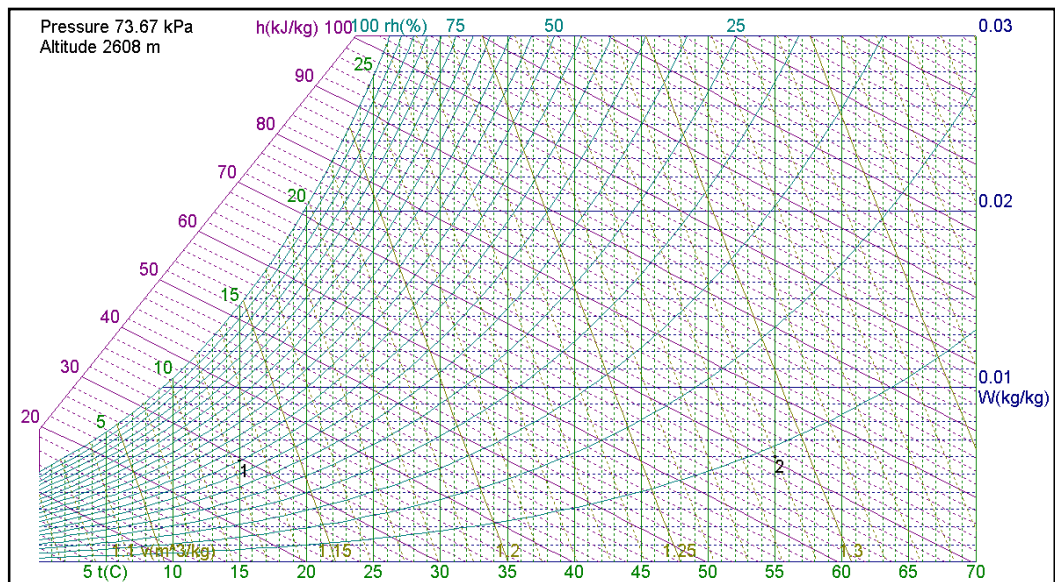


Figura 6. 6 Cuadro Psicrométrico para el proceso de Secado de Grano a 2608 msnm

Para determinar la masa de aire necesaria para el proceso de secado de los granos, se utilizara la siguiente expresión

$$q_{ag} = m_{asi} \cdot (h_{2asi} - h_{1asi})$$

Donde: q_{ag} flujo de calor necesario para el proceso de secado en W; m_{asi} flujo másico de aire a la salida del intercambiador de calor en kg/s; h_{2asi} y h_{1asi} entalpías del aire inicial y final durante el proceso de secado en J/kg.

$$h_{1asi} := 29660 \cdot \frac{J}{kg}$$

$$h_{2asi} := 70830 \cdot \frac{J}{kg}$$

Se determina el flujo másico de aire que debe abandonar el Intercambiador de calor, considerando el calor necesario para el proceso de secado y las entalpías del aire de la siguiente forma.

$$m_{asc} := \frac{q_{ag}}{h_{2asi} - h_{1asi}}$$

$$m_{asc} = 0.885 \frac{kg}{s}$$

Con esto se puede calcular el flujo volumétrico, mediante la densidad del aire a temperatura promedio, con esto se tiene

$$\rho_{ap} := 0.955 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$F_{asc} := \frac{m_{asc}}{\rho_{ap}}$$

$$F_{asc} = 0.927 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Al comparar los dos valores de flujo másico a la salida del intercambiador, se obtiene el siguiente valor de error.

$$\%e = \frac{F_{asc} - F_{asi}}{F_{asc}} \quad (6.2)$$

$$\%e := \frac{F_{asc} - F_{asi}}{F_{asc}} \cdot 100$$

$$\%e = 3.456$$

Considerando que el error obtenido está dentro del margen de tolerancia en el diseño se puede decir que el sistema funciona adecuadamente, y la diferencia se debe a pequeños inconvenientes durante el proceso de fabricación, que producen fugas menores que merman el flujo másico de aire.

6.3.3. Eficiencia del Sistema de combustión

Después de analizar los datos obtenidos en las pruebas realizadas al equipo, es necesario determinar la eficiencia con la cual el Sistema de combustión opera. Para esto se debe determinar el calor aprovechado por el sistema a partir de los

datos obtenidos en las pruebas, y compararlo con el calor entregado por la combustión de la biomasa.

El calor entregado por la combustión de la biomasa, se calcula a continuación a partir de los datos de consumo y poder calórico de biomasa¹.

$$q_{ps} = m_{bio} \times Pc_{bio}$$

Donde: q_{ps} flujo de calor producido por la combustión de biomasa en W, m_{bio} cantidad de biomasa consumida en kg/s; Pc_{bio} poder calórico de la biomasa en J/kg.

$$m_{bio} := \frac{12.5 \text{ kg}}{53 \cdot 60 \text{ s}}$$

$$Pc_{bio} := 15072509 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$q_{ps} := m_{bio} \cdot Pc_{bio}$$

$$q_{ps} = 5.925 \times 10^4 \text{ W}$$

El calor aprovechado por el sistema se determina a partir de los datos de temperatura obtenidos durante las pruebas, de la siguiente manera:

$$q_{as} = m_{asi} \cdot (h_{2si} - h_{1ei})$$

Donde: q_{as} flujo de calor aprovechado por el sistema en W; m_{asi} flujo másico de aire a la salida del intercambiador de calor en kg/s; h_{2si} y h_{1ei} entalpías del aire a la salida y entrada del intercambiador de calor en J/kg. Empleando el software Akton, obtenemos los valores de entalpía del aire para los datos de temperatura obtenidos en las pruebas.

¹ DE DIOS, Carlos, Secado de Granos y Secadores, Edit. FAO, Sección 15, Cuadro 7.

Tabla 6. 5 Datos Psicrométricos del aire obtenido en las pruebas

W	t	rh	v	h	td
kg/kg	C	%	m ³ /kg	kJ/kg	C
0.00519	16.5	32.6	1.137	29.66	0.00428
0.005	82.5	1.14	1.396	96.27	-0.45
W	tw	Vtot	m	ma	mw
kg/kg	C	m ³	kg	kg	kg
0.00519	7.46	1.131	1	0.9948	0.005166
0.005	25.1	1.389	1	0.995	0.004975

Con esta información, obtenemos el calor aprovechado.

$$h_{2si} := 96270 \cdot \frac{J}{kg}$$

$$h_{1ei} := 29660 \cdot \frac{J}{kg}$$

$$m_{asi} := F_{asi} \cdot \rho_{ap}$$

$$q_{as} := m_{asi} \cdot (h_{2si} - h_{1ei})$$

$$m_{asi} = 0.855 \frac{kg}{s}$$

$$q_{as} = 5.694 \times 10^4 W$$

Para determinar la eficiencia del Sistema empleamos la siguiente expresión.

$$\%n = \frac{q_{as}}{q_{ps}} \quad (6.3)$$

$$\%n := \frac{q_{as}}{q_{ps}} \cdot 100$$

$$\%n = 96.098$$

Este valor indica que el Sistema opera con una eficiencia adecuada, dentro de los parámetros definidos para máquinas térmicas.

CAPITULO 7

ANÁLISIS ECONÓMICO – FINANCIERO

7.1. Análisis Económico

Para efectuar la medición de la viabilidad económica de un proyecto se considera fundamentalmente, la posibilidad de contar con recursos financieros, el costo de dichos recursos y la capacidad de las personas interesadas en el proyecto. La determinación de los costos y beneficios constituye una de las partes más importantes del análisis de cualquier proyecto.

La evaluación económica resulta indispensable para analizar la viabilidad de mercado del proyecto y para saber si el mismo, será rentable. Para ello se utilizan los precios recogidos en el mercado y se contabilizan exclusivamente los costos incurridos, que son aquellas salidas de recursos relacionados con la construcción y operación del proyecto, y los beneficios que se producirán.

La medición y valoración de los costos de este proyecto, están relacionados con los gastos de diseño técnico, mano de obra directa y materiales utilizados. Por lo que se hará un análisis detallado de cada uno de ellos

7.1.1. Materia Prima Directa

Los materiales empleados en la construcción de este proyecto se presentan en la Tabla 7.1, indicando el detalle de los mismos, cantidad y precio de mercado.

Tabla 7. 1 Tabla de materiales y costos del proyecto

MATERIALES				
Cantidad	Descripción	Unidad	Valor Unitario	Valor Total
6	Angulo de 1 x 1/8"	u	\$ 14.50	\$ 87.00
1	Angulo de 2 x 1/4"	u	\$ 60.00	\$ 60.00
2	Angulo de 2 x 3/16"	u	\$ 44.40	\$ 88.80
1	Ángulos de 2"x1/8"	u	\$ 34.43	\$ 34.43
3	Bisagras 2"	Par	\$ 1.50	\$ 4.50
200	Juego de pernos 5/16" x 3/4 "	u	\$ 0.09	\$ 18.00
54	Ladrillos refractarios de 3cm de espesor	u	\$ 6.10	\$ 329.40
1	Masilla refractaria	Caneca	\$ 130.00	\$ 130.00
1	Motoreductor de 1/4HP 60RPM	u	\$ 353.00	\$ 353.00
1	Pintura de alta temperatura (galón)	Gal	\$ 30.00	\$ 30.00
1	Pintura anticorrosiva Cortec	Gal	\$ 80.00	\$ 80.00
8	Planchas de acero galvanizado de 1.1mm	u	\$ 46.00	\$ 368.00
8	Planchas de tol negro de 2mm	u	\$ 72.86	\$ 582.88
6	Planchas de tol negro de 3mm	u	\$ 72.86	\$ 437.16
5	Platinas de 1 x 1/8"	u	\$ 8.07	\$ 40.35
300	Remaches POP 3/16" x 1/2"	u	\$ 0.04	\$ 12.00
4	Rollos de lana de vidrio amarilla de espesor 2"	u	\$ 206.75	\$ 827.00
1	Thiner	Gal	\$ 4.86	\$ 4.86
2	Tubos cuadrados 50x50x3mm	u	\$ 44.56	\$ 89.12
25	Tubos de acero de Ø 1 1/4" x 2mm de espesor	u	\$ 14.58	\$ 364.50
4	Varillas lisas 5/8"	u	\$ 19.72	\$ 78.88
1	Venterol de diámetro Ø 4"	u	\$ 156.25	\$ 156.25
1	Venterol de diámetro Ø 6"	u	\$ 366.15	\$ 366.15
MATERIALES ELÉCTRICOS				
2	Relé auxiliar 3 polos 110 v	u	\$ 5.41	\$ 10.82
3	Selector 22mm, 2 Posiciones. Telemecanique	u	\$ 2.47	\$ 7.41
1	Contactador tipo LC1-D25 110V	u	\$ 13.82	\$ 13.82
1	Thermal Relay 17 - 25 A	u	\$ 12.24	\$ 12.24
3	Fusible 10 X 38, 380 V, 32A	u	\$ 0.20	\$ 0.60
3	Portafusible 10X38, 1 Polo, 32A, 380 V	u	\$ 1.80	\$ 5.40
1	Riel Din	u	\$ 1.27	\$ 1.27
3	Luz Piloto 22m Verde, 110 V	u	\$ 1.78	\$ 5.34

Tabla 7. 2 Continuación...

1	CL-33-20 Gabinete Liviano	u	\$ 23.12	\$ 23.12
3	Cable AWG 18 sólido	mts	\$ 0.53	\$ 1.59
10	Cable AWG 14 gemelo	mts	\$ 0.94	\$ 9.40
10	Cable AWG 10 gemelo	mts	\$ 1.75	\$ 17.50
3	Enchufe Industrial 30 A	u	\$ 1.70	\$ 5.10
INSUMOS				
1	Cepillo de acero	u	\$ 3.50	\$ 3.50
2	Disco de desbaste	u	\$ 2.85	\$ 5.70
10	Electrodos E6011 Ø1/8"	kg	\$ 2.56	\$ 25.60
6	Lija de agua #180	u	\$ 0.35	\$ 2.10
6	Lija de agua #220	u	\$ 0.35	\$ 2.10
6	Sierra grano grueso	u	\$ 1.70	\$ 10.20
TOTAL MPD				\$ 4,705.09

7.1.2. Mano de Obra Directa

Esta representa el esfuerzo físico e intelectual que realiza el hombre con el objeto de transformar los materiales en partes, artículos terminados, utilizando su destreza, experiencia o conocimiento. En el caso de este proyecto los valores asignados como costos de mano directa, son los empleados en el pago de personal metalmecánico, con un valor igual a \$ 4,250.00 USD.

7.1.3. Costos Indirectos de Fabricación

Los costos indirectos son todos aquellas salidas de recursos que no son parte directa del proceso de producción, pero que son necesarias para que el mismo sea llevado a cabo, en este caso se realizará una distinción entre la Mano de obra indirecta y las materias primas indirectas, como se muestra a continuación.

Tabla 7. 3 CIF, Ingeniería del proyecto

Posición	Horas	Valor/hora	Costo Total
Director del Proyecto	20	\$ 30.00	\$ 600.00
Codirector del Proyecto	20	\$ 30.00	\$ 600.00
Estudiante	300	\$ 3.00	\$ 900.00
Estudiante	300	\$ 3.00	\$ 900.00
TOTAL MOI			\$ 3,000.00

Tabla 7. 4 CIF, Costos varios

Descripción	Valor
Útiles de oficina	\$ 370.00
Transporte	\$ 250.00
Servicios básicos	\$ 150.00
Gastos varios	\$ 100.00
TOTAL	\$ 870.00

De tal manera que Costos indirectos de Fabricación suman

$$CIF = MOI + Gastos\ varios$$

$$CIF = \$ 3,000.00 + \$ 870.00$$

$$CIF = \$ 3,870.00$$

7.1.4. Costo Total

El Costo total de fabricación, es igual a la suma de los Costos directos e indirectos de fabricación, como se detalla a continuación.

$$CF = MOD + MPD + CIF$$

$$CF = \$ 4,250.00 + \$ 4,705.09 + \$ 3,870.00$$

$$CF = \$ 12,825.09$$

7.2. Análisis Financiero

Para determinar las bondades del proyecto y facilitar la toma de decisiones respecto al mismo, se deben obtener las proyecciones de los estados financieros, como son: ganancias y pérdidas, flujo de caja, flujo de efectivo, etc.

La rentabilidad del proyecto se puede medir de distintas maneras, ya sea en unidades monetarias, en porcentaje, o en tiempo que demora la recuperación de la inversión, y tiempo de vigencia del proyecto, que en este caso se establece en 5 años. Todas estas están basadas en el concepto del valor tiempo del dinero, que considera que siempre existe un costo asociado a los recursos usados en el proyecto.

El análisis financiero del presente proyecto, se basará en la hipótesis de que los miembros de la Asociación de Trabajadores Autónomos “20 de Enero” tendrán un ahorro igual al costo de los distintos combustibles empleados para realizar el proceso de secado, además de los beneficios generados por la comercialización del grano seco.

7.2.1. Costo del Combustible empleado

Conociendo que los miembros de la Asociación de Trabajadores Autónomos “20 de Enero” emplean, principalmente, GLP como combustible para secar los granos, se establece el número de cilindros necesarios para secar una cantidad de grano equivalente a la que podrá ser secada mediante el uso de biomasa.

Primero se determina, la cantidad de glp necesaria para realizar el proceso de secado.

$$q_T := 4.835 \cdot 10^4 \cdot W$$

$$p_{c_{glp}} := 49404250 \cdot \frac{J}{kg}$$

$$K_{g_{glp}} := \frac{q_T}{p_{c_{glp}}}$$

$$K_{g_{glp}} = 9.787 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$$

Donde: **$K_{g_{glp}}$** Cantidad de kilogramos de glp en kg; **q_T** Flujo de calor total requerido para el proceso de secado en W; **$p_{c_{glp}}$** poder calórico del glp en J/kg¹.

Considerando que el proceso de secado tarda 8 horas, y el mismo se realizará dos veces por día en un mes de trabajo, la cantidad de glp será la siguiente.

¹ MILLS, Anthony, Transferencia de Calor, Edit. McGraw Hill, Tabla 7. Propiedades Térmicas.

$$t_t := 2 \cdot 22 \times 8 \cdot 3600 \cdot 12s$$

$$Kg_{glps} := Kg_{glp} \cdot t_t$$

$$Kg_{glps} = 1.488 \times 10^4 \text{ kg}$$

Conociendo que en el proceso se utiliza el cilindro de glp de 15 kg, cuyo costo en la comunidad es de \$ 2.50, el monto del ahorro mensual por combustible es igual a:

$$C_{glp} := \frac{Kg_{glps}}{15 \cdot \text{kg}}$$

$$C_{glp} = 992.127$$

$$Ci_{glp} := 993$$

$$\text{Costo}_{glp} := Ci_{glp} \cdot 2.5$$

$$\text{Costo}_{glp} = 2.482 \times 10^3$$

Donde: **Ci_{glp}** número de cilindros de glp; **Costo_{glp}** costo mensual de glp en \$ USD.

7.2.2. Costo de Operación

Dentro de este rubro se deben considerar todos los gastos relacionados con el funcionamiento del equipo, teniendo dos valores principales el suministro de biomasa y el de energía eléctrica.

El suministro de biomasa para la combustión, si bien tiene un valor de mercado, es uno de los residuos del proceso de obtención de mote, por lo que no representa un egreso de recursos para los integrantes de la Asociación de Trabajadores Autónomos “20 de Enero”.

El consumo de energía eléctrica se debe al funcionamiento de dos ventiladores centrífugos y un motoreductor, para la alimentación de aire y combustible, respectivamente. A continuación se determina el monto del consumo eléctrico.

La potencia consumida² por cada uno de los elementos durante su operación, se detalla a continuación:

Tabla 7. 5 Consumo eléctrico del proyecto

Elemento	Potencia (W)	Tiempo de Trabajo (h)	Consumo Eléctrico (kWh)
Venterol de 4"	736.00	16	5.89
Venterol de 6"	1472.00	16	11.78
Motoreductor 1/4 HP	184.00	16	1.47
TOTAL			19.14

Considerando que el costo del kWh en el Ecuador es de \$ 0.08 USD, se tiene que:

$$\text{Consumo}_{\text{kWh}} := 19.14$$

$$\text{Costo}_{\text{kWh}} := 0.0861$$

$$t_{\text{tm}} := 2 \cdot 22 \cdot 12$$

$$\text{Costo}_{\text{Elec}} := \text{Consumo}_{\text{kWh}} \cdot \text{Costo}_{\text{kWh}} \cdot t_{\text{tm}}$$

$$\text{Costo}_{\text{Elec}} = 870.12$$

Donde: t_{tm} tiempo de trabajo mensual en h.

² Información Técnica de los equipos

7.2.3. Depreciación y Mantenimiento

La depreciación es una manera de asignar un costo al uso de la maquinaria a través del tiempo. Los activos se deprecian basándose en criterios económicos, considerando el plazo de tiempo en que se hace uso de los mismos en la actividad productiva.

Para determinar la depreciación de este equipo, se empleará el Método de Depreciación Lineal³. El cual considera la depreciación como función de tiempo y no del uso, y además, que la obsolescencia progresiva es la causa de la pérdida de servicio a través del tiempo.

La depreciación del equipo se presenta en la Tabla 7.5. Donde se considera un valor inicial igual al Costo Total del equipo, un valor final igual al 15% del inicial y un periodo de 5 años.

Tabla 7. 6 Cuadro de depreciación lineal del proyecto

Periodo	Valor	Depreciación	Saldo
1	\$ 12,825.09	\$ 2,180.27	\$ 10,644.82
2	\$ 10,644.82	\$ 2,180.27	\$ 8,464.56
3	\$ 8,464.56	\$ 2,180.27	\$ 6,284.29
4	\$ 6,284.29	\$ 2,180.27	\$ 4,104.03
5	\$ 4,104.03	\$ 2,180.27	\$ 1,923.76

El mantenimiento del equipo consiste en el costo de la limpieza mensual del equipo, y es igual a \$ 1200.00 USD al año.

7.2.4. Valor Actual Neto y Tasa Interna de Retorno

Se define como la diferencia entre los ingresos y egresos, incluyendo como egreso la inversión, a valores actuales o a su vez la diferencia entre los ingresos netos y la inversión inicial.

³ <http://es.wikipedia.org/wiki/depreciacion>

Para determinar el Valor Actual Neto, se procede a determinar el Estado de pérdidas y ganancias.

Tabla 7. 7 Estado de pérdidas y ganancias

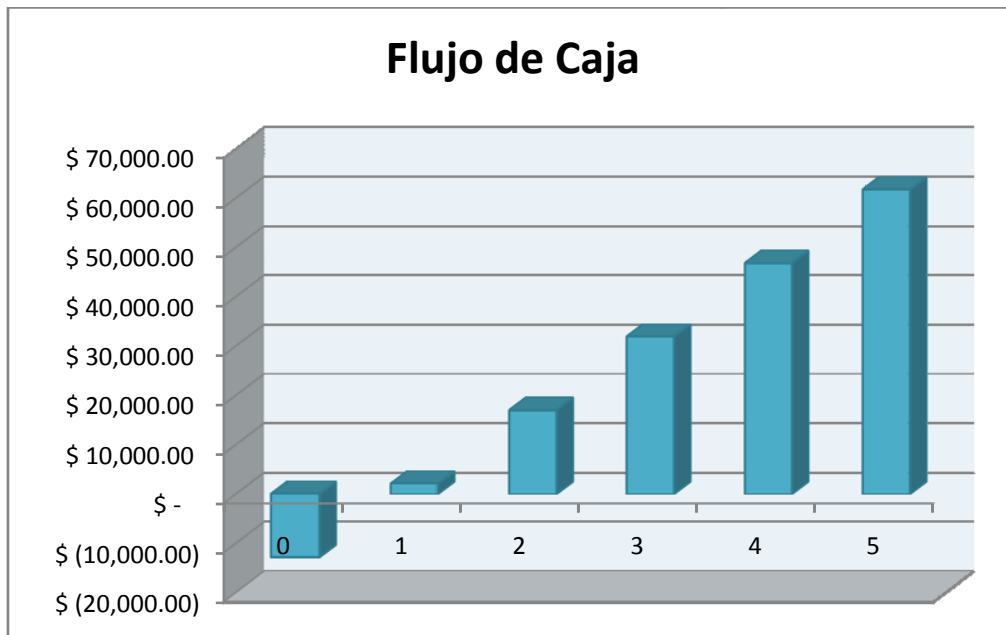
PROYECTO SECADORA DE MOTE		
Estado de pérdidas y ganancias (expresado en \$)		
Del 1 enero al 31 diciembre 200X		
Ventas		\$ 314,160.00
(-)Costos de producción y ventas		\$ (301,730.39)
MOD	\$ 1,800.00	
MPD	\$ 295,680.00	
CIF	<u>\$ 4,250.39</u>	
Energía Eléctrica	\$ 870.12	
Mantenimiento	\$ 1,200.00	
Depreciación	<u>\$ 2,180.27</u>	
Utilidad bruta en ventas		\$ 12,429.61
(+) Rentas no operacionales		\$ 2,482.00
Ahorro por uso de biomasa	<u>\$ 2,482.00</u>	
Utilidad bruta en operación del periodo		\$ 14,911.61

Con esta información se proyecta los ingresos para todos los periodos como se muestra en la Tabla 7.7.

Tabla 7. 8 Flujo neto de caja del proyecto

Periodo (años)	Ingresos	Egresos	TOTAL
0	\$ -	\$ -	\$ (12,825.09)
1	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
2	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
3	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
4	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
5	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61

Figura 7. 1 Diagrama de Flujo de Caja



El Valor Actual Neto se calcula mediante la siguiente expresión⁴

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{Fc}{(1+r)^n} - I_o \quad (7.1)$$

Donde **Fc** es flujo de caja anual en \$ USD, **I_o** es inversión inicial en \$ USD, **r** es la tasa de interés de actualización, **n** es número de periodos.

Teniendo un periodo de vigencia de 5 años, como se menciona anteriormente; una inversión inicial de \$ 12,630.20; y una tasa de interés de actualización del 12% anual, se aplicó las herramientas del programa Microsoft Excel 2007, con lo que se obtiene el VAN, cuyo valor es \$ 36,542.81. De la misma manera se obtienen la Tasa Interna de Retorno, que tiene un valor igual a cuyo valor es 114%. Información que se muestra en la siguiente tabla.

⁴ CÓRDOBA, Marcial, Formulación y Evaluación de Proyectos, Edit. Ecoe, Pág. 365

Tabla 7. 9 Cuadro de datos financieros del proyecto

Periodo (años)	Ingresos	Egresos	TOTAL
0	\$ -	\$ -	\$ (12,825.09)
1	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
2	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
3	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
4	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
5	\$ 316,642.00	\$ 301,730.39	\$ 14,911.61
r	12%	TOTAL	\$ 74,558.07
VAN	\$ 36,542.81	TIR	114%

7.2.5. Razón de Retorno sobre la Inversión

También llamada Índice de productividad, es la razón presente de los flujos netos a la inversión inicial. Si la razón es mayor a uno entonces el proyecto es aceptable. La expresión⁵ para determina este índice es

$$RBC = \frac{\sum VP \text{ Ingresos Netos}}{\text{Inversión Inicial}} \quad (7.2)$$

Los ingresos netos del proyecto se muestran en la Tabla 7.8, dando un total igual a \$ 74,558.07.

$$RBC = \frac{\sum VP \text{ Ingresos Netos}}{\text{Inversión Inicial}} \times 100\%$$

$$RBC = \frac{\$ 74,558.07}{\$ 12,825.09} \times 100\%$$

$$RBC = 581\%$$

Al analizar los indicadores, antes obtenidos, se puedo confirmar que el proyecto es rentable y un opción válida como fuente de ingresos para la comunidad.

⁵ CÓRDOBA, Marcial, Formulación y Evaluación de Proyectos, Edit. Ecoe, Pág. 369

CAPITULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. Conclusiones

- El uso de biomasa como combustible alternativo para el proceso de secado de granos, presenta varias ventajas frente a los combustibles tradicionales. En el aspecto ambiental, la combustión de biomasa no genera un impacto negativo al entorno, como se pudo verificar durante las pruebas del equipo, debido a que el monóxido y dióxido de carbono liberados durante la combustión fueron ya sintetizados por las planta durante su vida, además los residuos de la combustión pueden aprovecharse de varias maneras, entre ellas como abono orgánico.
- La selección de biomasa como combustible para el equipo, es la alternativa más adecuada, debido a las condiciones del entorno en el cual este Sistema de combustión será implementado. En la ubicación donde la comunidad se encuentra localizada existe abundancia de recursos que pueden ser empleados como biomasa combustible, además de que los residuos de la propia producción, como marlo de maíz, pueden ser aprovechados para esta finalidad; con esto el costo para la comunidad del combustible para el Sistema puede considerarse casi nulo.

- La utilización de este Sistema de Combustión para el secado de grano genera un rédito económico a los miembros de la comunidad de trabajadores Autónomos “20 de Enero”. Este rédito es igual al ahorro por concepto de combustible de un valor igual a \$ 2,480.00 anuales y el beneficio económico de \$ 18,840.00 por el secado del maíz pelado (mote). El costo de operación del Sistema asciende a \$ 4,250.39, por concepto del consumo eléctrico de 240kWh anuales, mantenimiento y operación del equipo. Con el beneficio adicional de que el proceso de secado se realiza en 8 horas para una cantidad de grano igual a 315 kg y es independiente de condiciones climatológicas o de disponibilidad de combustibles fósiles en la comunidad.

- En base a los datos obtenidos durante las pruebas del Sistema de combustión, se puede deducir que el diseño térmico del mismo fue el adecuado. Los resultados en temperatura y caudal de aire son los óptimos para asegurar un buen proceso de secado, puesto que se obtuvo una temperatura promedio de 82.5 °C a la salida del sistema, un flujo de 1900 CFM y una eficiencia térmica del 41%; con esto se verifican las decisiones tomadas durante el diseño y el proceso de construcción y montaje del equipo.

- El Sistema de secado fue diseñado para ser de fácil operación y mantenimiento. Cada una de las seis partes del equipo pueden ser separadas del conjunto, además, poseen una geometría tal, que facilita la manipulación de cada elemento y los trabajos de limpieza en las mismas. La instalación de un tablero de control eléctrico permite que la operación del equipo sea más sencilla y adecuada para operarios de toda índole, por esto el Sistema de combustión es adecuado para ser utilizado en las zonas rurales de nuestro país.

- Para el desarrollo de este proyecto se han tomado las consideraciones técnicas de estudios sobre combustión de biomasa desarrollados por el Ing. José Guasumba profesor e investigador de la Escuela Politécnica del Ejército.

8.2. Recomendaciones

- Con la finalidad de que la Comunidad de Tumbiguan mediante el uso del Sistema de Combustión de Biomasa logre la rentabilidad esperada, se recomienda capacitar a todos sus miembros en el uso de energías renovables brindando un enfoque mayor en el tipo de combustible a ser utilizado en el Sistema de Combustión. Además se debería dar una capacitación técnica, en áreas de economía y agroindustria, para el desarrollo social sustentable de toda esta población.
- Los Proyectos de Extensión de este tipo deberían ser difundidos en la comunidad científica nacional, al igual que en el sector privado, debido a que la difusión de nuevas tecnologías desarrolladas dentro de la carrera de Ingeniería Mecánica es de vital importancia para el crecimiento profesional de sus alumnos además de otorgarle prestigio a la Institución. Por otro lado este proyecto genera un precedente que aumenta el interés del uso de energías renovables, trayendo consigo una cadena de beneficios ambientales.
- La Escuela Politécnica del Ejercito debe impulsar proyectos de extensión en el área medioambiental, que sean desarrollados por los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica para permitir que los conocimientos adquiridos sean promocionados, y que no involucren solamente una investigación científica sino que impliquen el desarrollo y construcción de equipos y tecnología; generando así un beneficio social, económico y ambiental para el país.

BIBLIOGRAFIA

- Dr. Cengel Yunus, Dr. Boles A., Termodinámica, Ed. Mc Graw-Hill.
- Incropera Frank, David Dewitt, Fundamentos de Transferencia de Calor, Ed. Prentice Hall, 1999.
- Mills Anthony, Transferencia de Calor, Ed. Irwin.
- Mott Robert, Mecánica de Fluidos Aplicada, Ed. Prentice Hall, 1996.
- Trinks W., M. Mawhinney, Hornos Industriales I, II, Ed. Urmo S.A. 1975.
- Salvi Giuliano, La Combustión Teoría y Aplicaciones, Dossat S.A.
- Marcal Daniel, Maqués José, Principios de Secado de granos Psicrometría Higroscopia, Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO), 1991.
- Marks, Manual del Ingeniero Mecánico
- Perry Robert, Manual del Ingeniero Químico
- Gere James, Mecánica de materiales, Ed. Thomson Learning. Quinta Edición, México 2002
- Holman J. P. ,(1998) Transferencia de Calor, Ed. Mc Graw hill, España
- De Dios Carlos A., Secado de Granos y Secadoras, Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO), 1996.

- Ortega R. Mario, Energías Renovables, Ed. Paraninfo, España, 2000.
- Zapata S. Pedro, Contabilidad de Costos, Ed. Mc Graw-Hill, 2007

DIRECCIONES DE INTERNET

- <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r14212.DOC>
- <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/otros/fusion/fusion.htm>
- http://es.wikipedia.org/wiki/Calor_de_vaporizaci%C3%B3n
- http://mx.encarta.msn.com/encyclopedia_201503459/Calor_latente.html
- <http://www-en.us.es/deupfis1/Tecfluyc/CoefTrans.pdf>
- http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_03_2_coeficiente_global.htm
- http://www.miliarium.com/Monografias/Energia/E_Renovables/Biomasa/Biomasa.asp
- <http://www2.ciemat.es/sweb/ceder/cederln2.html>
- <http://www.educa.madrid.org/web/ies.satafi.getafe/comenius/documentos/espanol/biomasa.pdf>
- http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_05_conveccion.htm
- <http://www.ibramvent.com.br/homeh.htm>

ANEXOS

ANEXO A:
TABLAS DE PROPIEDADES

Tabla A.1 Propiedades termofísicas de sólidos metálicos seleccionados

Composición	Punto de fusión (K)	Propiedades a 300 K			Propiedades a varias temperaturas (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000
Acero puro	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1	
Aceros al carbón														
Carbón ordinario (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7854	434	60.5	17.7	216	384	490	574	680	975	609	654	
AISI 1010		7832	434	63.9	18.8			487	559	685	1169			
Carbón-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7817	446	51.9	14.9			498	44.0	37.4	29.3			
Carbón-manganeso-silicio (1% < Mn ≤ 1.65%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		8131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6			
Aceros con cromo (bajo)														
1/2Cr-1/2Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9			
1Cr-1Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4			
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2			
Aceros inoxidables														
AISI 302		8055	480	15.1	3.91			17.3	20.0	22.8	25.4			
AISI 304	1670	7900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	512	559	585	606			
AISI 316		8238	468	13.4	3.48	272	402	515	557	582	611	28.0	31.7	682
AISI 347		7978	480	14.2	3.71			504	550	576	602			



DEPARTAMENTO DE BIBLIOTECA
Universidad Simón Bolívar - Sede Central

TABLA A.3 Continuación

Materiales y sistemas de aislamiento

Descripción/composición	Propiedades típicas a 300 K		
	Densidad, ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, k (W/m · K)	Calor específico, c_p (J/kg · K)
Manta y fibra			
Fibra de vidrio, revestida de papel	16	0.046	—
	28	0.038	—
	40	0.035	—
Fibra de vidrio, recubierta; forro de tubo	32	0.038	835
Tablero y losa			
Vidrio celular	145	0.058	1000
Fibra de vidrio, unión orgánica	105	0.036	795
Poliestireno, expandido			
Estirado (R-12)	55	0.027	1210
Lechos moldeados	16	0.040	1210
Lámina de fibra mineral; material de techado	265	0.049	—
Madera, triturada/encementada	350	0.087	1590
Corcho	120	0.039	1800
Relleno suelto			
Corcho, granulado	160	0.045	—
Óxido de silicio diatómico, polvo grueso	350	0.069	—
	400	0.091	—
Óxido de silicio diatómico, polvo fino	200	0.052	—
	275	0.061	—
Fibra de vidrio, vaciado o soplado	16	0.043	835
Vermiculita, hojuelas	80	0.068	835
	160	0.063	1000
Formado/espumado de origen			
Granos de lana mineral con aglomerantes de asbestos/ orgánicos, pulverizados	190	0.046	—
Mástique de corcho de acetato polivinilo; pulverizado o fratasado	—	0.100	—
Uretano, mezcla de dos partes; espuma rígida	70	0.026	1045
Reflectivo			
Hoja de aluminio que separa capas de vidrio harinosas; 10–12 capas, al vacío; para aplicaciones criogénicas (150 K)	40	0.00016	—
Hoja de aluminio y papel de vidrio laminado; 75–150 capas; al vacío; para aplicación criogénica (150 K)	120	0.000017	—
Polvo de óxido de silicio típico, al vacío	160	0.0017	—

Tabla A.3 Continuación

Otros materiales

Descripción/ composición	Temperatura (K)	Densidad ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, k (W/m · K)	Calor específico, c_p (J/kg · K)
Asfalto	300	2115	0.062	920
Baquelita	300	1300	1.4	1465
Ladrillo refractario				
Carborundo	872	—	18.5	—
	1672	—	11.0	—
Ladrillo de cromita	473	3010	2.3	835
	823		2.5	
	1173		2.0	
Óxido de silicio diatomáceo, refractario	478	—	0.25	—
	1145	—	0.30	
Arcilla refractaria, cocida a 1600 K	773	2050	1.0	960
	1073	—	1.1	
	1373	—	1.1	
Arcilla refractaria, cocida a 1725 K	773	2325	1.3	960
	1073		1.4	
	1373		1.4	
Ladrillo de arcilla refractaria	478	2645	1.0	960
	922		1.5	
	1478		1.8	
Magnesita	478	—	3.8	1130
	922	—	2.8	
	1478		1.9	
Arcilla	300	1460	1.3	880
Carbón, antracita	300	1350	0.26	1260
Concreto (piedra mezclada)	300	2300	1.4	880
Algodón	300	80	0.06	1300
Productos alimenticios				
Plátano (75.7% de contenido de agua)	300	980	0.481	3350
Manzana, roja (75% de contenido de agua)	300	840	0.513	3600
Pan, batido	300	720	0.223	—
Pan, completamente horneado	300	280	0.121	—
Carne de pollo, blanca (74.4% de contenido de agua)	198	—	1.60	—
	233	—	1.49	
	253		1.35	
	263		1.20	
	273		0.476	
	283		0.480	
	293		0.489	
Vidrio				
Plata (cal de sosa)	300	2500	1.4	750
Pyrex	300	2225	1.4	835



TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Amoniaco (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869



TABLA B.4
Propiedades físicas del aire a presión atmosférica normal (unidades SI)^a

Temperatura °C	Densidad ρ (kg/m ³)	Peso específico ^b , γ (N/m ³)	Viscosidad dinámica, μ (N·s/m ²)	Viscosidad cinemática, ν (m ² /s)	Razón de calores específicos, k (—)	Velocidad del sonido, c (m/s)
-40	1.514	14.85	1.57 E-5	1.04 E-5	1.401	306.2
-20	1.395	13.68	1.63 E-5	1.17 E-5	1.401	319.1
0	1.292	12.67	1.71 E-5	1.32 E-5	1.401	331.4
5	1.269	12.45	1.73 E-5	1.36 E-5	1.401	334.4
10	1.247	12.23	1.76 E-5	1.41 E-5	1.401	337.4
15	1.225	12.01	1.80 E-5	1.47 E-5	1.401	340.4
20	1.204	11.81	1.82 E-5	1.51 E-5	1.401	343.3
25	1.184	11.61	1.85 E-5	1.56 E-5	1.401	346.3
30	1.165	11.43	1.86 E-5	1.60 E-5	1.400	349.1
40	1.127	11.05	1.87 E-5	1.66 E-5	1.400	354.7
50	1.109	10.88	1.95 E-5	1.76 E-5	1.400	360.3
60	1.060	10.40	1.97 E-5	1.86 E-5	1.399	365.7
70	1.029	10.09	2.03 E-5	1.97 E-5	1.399	371.2
80	0.9996	9.803	2.07 E-5	2.07 E-5	1.399	376.6
90	0.9721	9.533	2.14 E-5	2.20 E-5	1.398	381.7
100	0.9461	9.278	2.17 E-5	2.29 E-5	1.397	386.9
200	0.7461	7.317	2.53 E-5	3.39 E-5	1.390	434.5
300	0.6159	6.040	2.98 E-5	4.84 E-5	1.379	476.3
400	0.5243	5.142	3.32 E-5	6.34 E-5	1.368	514.1
500	0.4565	4.477	3.64 E-5	7.97 E-5	1.357	548.8
1000	0.2772	2.719	5.04 E-5	1.82 E-4	1.321	694.8

^a Tomado de R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Van Nostrand Reinhold Co., Inc., Nueva York, 1984.

^b La densidad y el peso específico están relacionados a través de la ecuación $\gamma = \rho g$. Para esta tabla, $g = 9.807 \text{ m/s}^2$.

Es importante observar que los valores dados de la rugosidad relativa corresponden a tubos limpios nuevos. Después de un uso prolongado, casi todos los tubos (debido a la acumulación de corrosión o costras) pueden tener una rugosidad relativa considerablemente mayor (quizá por un orden de magnitud) que la proporcionada. Tubos muy viejos pueden poseer suficiente acumulación de costras para no sólo alterar el valor de ϵ , sino también para cambiar su diámetro efectivo considerablemente.

TABLA 8.1
Rugosidad equivalente para tubos nuevos [tomado de Moody
(referencia 7) y Colebrook (referencia 8)].

Tubo	Rugosidad equivalente, ϵ	
	Pies	Milímetros
Acero de remaches	0.003–0.03	0.9–9.0
Concreto	0.001–0.01	0.3–3.0
Tubería de duelas de madera	0.0006–0.003	0.18–0.9
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Acero comercial o hierro forjado	0.00015	0.045
Tubería estrada	0.000005	0.0015
Plástico, vidrio	0.0 (liso)	0.0 (liso)

Las siguientes características de flujo se observan a partir de los datos de la figura 8.23. Para flujo laminar, $f = 64/Re$, que es independiente de la rugosidad relativa. Para números de Reynolds muy grandes, $f = \phi(\epsilon/D)$, que no depende del número de Reynolds. Para estos flujos, conocidos como flujos totalmente turbulentos, la subcapa laminar es tan delgada (su grosor decrece al aumentar Re) que la rugosidad superficial domina por completo el carácter del flujo cerca de la pared. Por tanto, la caída de presión requerida es un resultado de un esfuerzo cortante turbulento dominado por la inercia, más que del esfuerzo cortante laminar dominado por la viscosidad que suele encontrarse en la subcapa viscosa. Para flujos con valores moderados de Re , el factor de fricción es, de hecho, dependiente del número de Reynolds y de la rugosidad relativa: $f = \phi(Re, \epsilon/D)$. El hueco en la figura para el que no se dan valores de f (el intervalo $2100 < Re < 4000$) es resultado del hecho de que el flujo en este intervalo de transición puede ser laminar o turbulento (o una mezcla inestable de ambos), dependiendo de las circunstancias específicas presentes.

Obsérvese que inclusive para tubos lisos ($\epsilon = 0$) el factor de fricción no es cero. Es decir, en cualquier tubo hay una pérdida de carga, sin importar cuán lisa sea la superficie. Esto es resultado de la condición en la frontera sin deslizamiento que requiere que cualquier fluido se adhiera a cualquier superficie sólida por la que fluye. Siempre existe algo de rugosidad superficial microscópica que produce el comportamiento sin deslizamiento (y por tanto $f \neq 0$) a nivel molecular, inclusive si la rugosidad es considerablemente menor que el grosor de la subcapa viscosa. Estos tubos se denominan hidráulicamente lisos.

Varios investigadores han intentado obtener una expresión analítica para $f = \phi(Re, \epsilon/D)$. Obsérvese que el diagrama de Moody abarca un intervalo extremadamente amplio de parámetros de flujo. La región no laminar cubre más de cuatro órdenes de magnitud en número de Reynolds: desde $Re = 4 \times 10^3$ hasta $Re = 10^8$. Resulta evidente que para una tubería y un fluido dados, los valores característicos de la velocidad media no cubren este intervalo. Sin embargo, debido a la gran variedad de tubos (D), fluidos (ρ y μ) y velocidades (V), este amplio intervalo en Re es necesario para permitir casi todas las aplicaciones del flujo en tubos. En muchos casos el flujo en tubos de interés particular está confinado a una región relativamente pequeña del diagrama de Moody y para estas condiciones se pueden obtener expresiones semiempíricas simples. Por ejemplo, una compañía que produce tubos de hierro fundido para agua con diámetros entre 2 y 12 pulg puede usar una simple ecuación válida sólo para sus condiciones. De otra parte, el diagrama de Moody es universalmente válido para todos los flujos incompresibles estables totalmente desarrollados en tubos.






TABLA 8.2

Coefficientes de pérdida para componentes de tuberías $\left(h_L = K_L \frac{V^2}{2g} \right)$ (Datos tomados de las referencias 5, 10, 27)

Componente	K_L
a. Tubos acodados	
Regular de 90°, embridado	0.3
Regular de 90°, roscado	1.5
De 90° con gran radio, embridado	0.2
De 90° con gran radio, roscado	0.7
De 45° con gran radio, embridado	0.2
Regular de 45°, roscado	0.4
b. Codos de 180°	
Codo de 180°, embridado	0.2
Codo de 180°, roscado	1.5
c. Conexiones en T	
Flujo de línea, embridado	0.2
Flujo de línea, roscado	0.9
Flujo derivado, embridado	1.0
Flujo derivado, roscado	2.0
d. Unión, roscada	
	0.08
*e. Válvulas	
Esférica, totalmente abierta	10
Angular, totalmente abierta	2
De compuerta, totalmente abierta	0.15
De compuerta, 1/4 cerrada	0.26
De compuerta, 1/2 cerrada	2.1
De compuerta, 3/4 cerrada	17
De retención a bisagra, flujo hacia adelante	2
De retención a bisagra, flujo hacia atrás	∞
De bola, totalmente abierta	0.05
De bola, 1/3 cerrada	5.5
De bola, 2/3 cerrada	210

*En la figura 8.36 se muestra la geometría de válvulas comunes.

TABLA 8.3
Factores de fricción para flujo laminar en ductos no circulares (datos tomados de la referencia 18).

Forma	Parámetro	$C = fRe$
I. Corona concéntrica		
$D_h = D_2 - D_1$ 	D1/D2	
	0.0001	71.8
	0.01	80.1
	0.1	89.4
	0.6	95.6
	1.00	96.0
II. Segmento circular		
$D_h = D \left[1 + \frac{\sin(2\alpha)}{2(\pi - \alpha)} \right]$ 	α (grados)	
	0	64.0
	60	63.3
	90	63.1
	120	62.8
	180	62.2
III. Rectangular		
$D_h = \frac{2ab}{a+b}$ 	a (grados)	
	0	96.0
	0.01	89.9
	0.05	84.7
	0.25	72.9
	0.50	62.2
IV. Sector circular		
$D_h = \frac{\alpha}{1 + \alpha} D$ 	α (grados)	
	0	48.0
	30	56.7
	60	60.8
	90	63.1
	V. Triángulo rectángulo	
$D_h = \frac{2b \sin \alpha}{(1 + \sin \alpha + \cos \alpha)}$ 	α (grados)	
	0	48.0
	10	49.9
	20	51.2
	30	52.0
	40	52.4
45	52.5	

EJEMPLO 8.7

96.0
89.9
84.7
72.9
62.2
57.9
56.9

48.0
56.7
60.8
63.1

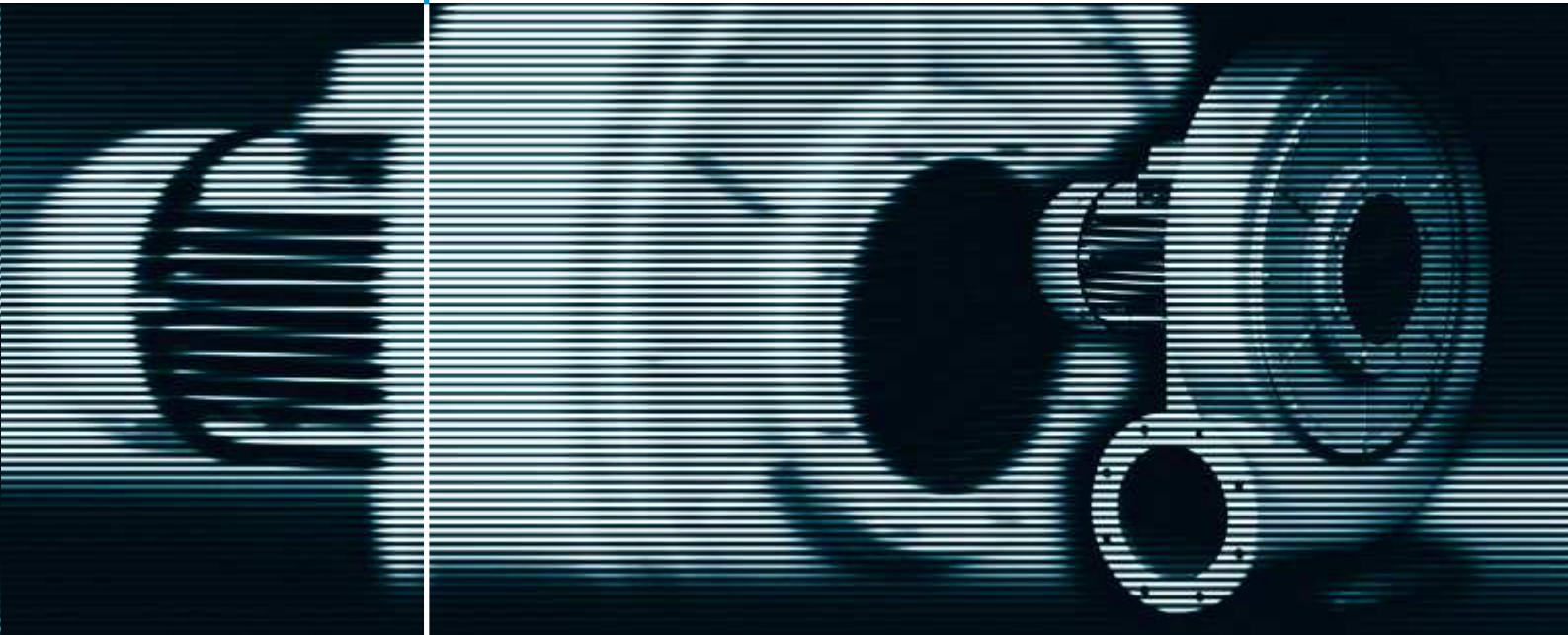
48.0
49.9
51.2
52.0
52.4
52.5

ANEXO B

MANUAL DE EQUIPOS:

Elektron

Wir machen Luft aktiv.



**MITTELDRUCKVENTILATOREN
MEDIUM PRESSURE BLOWERS**

RD



1.7 Hinweise für Betrieb und Wartung

Elektror-Mitteldruckventilatoren sind mit geschlossenen Rillenkugellagern ausgerüstet, diese müssen nicht nachgeschmiert werden und haben eine Mindestlebensdauer von 12 000 Stunden. Die Lebensdauer der Kugellager ist abhängig von den Betriebsstunden und sonstigen Einflüssen wie Temperatur usw. Ein Austausch der Rillenkugellager vor Ablauf der Lebensdauer wird empfohlen. Kontrollen und eventuelle Reinigungsarbeiten sind in entsprechenden Zeitintervallen durchzuführen, wobei die sicherheitstechnischen Vorschriften zu beachten sind. Verschmutzte oder abgenutzte Laufräder verursachen Unwucht, welche zum Ausfall der Lager führen können. Die Betriebssicherheit sowie die vorgegebenen Leistungsdaten sind somit nicht mehr gewährleistet. Alle Ventilatoren sind serienmäßig mit saugseitigem Schutzgitter versehen. Das Fördern von Feststoffen ist nicht zulässig, da die geschlossenen Laufräder für Materialtransport ungeeignet sind. Enthält das zu fördernde Medium Feststoffe oder andere Verunreinigungen, so sind diese vor Eintritt in den Ventilator durch saugseitig angebaute Filter abzuschneiden. Die Durchlässigkeit der Filter ist zu gewährleisten. Auf Wunsch können RD-Ventilatoren mit offenen Förderlaufrädern in geschweißter Stahlblechdurchführung angeboten werden, welche zum Transport von Staub und leichten Schüttgütern geeignet sind. Eine genaue Abklärung mit dem Werk ist erforderlich. Die Förderung explosionsfähiger Gemische ist nicht zulässig. Ventilatoren, die frei ansaugen bzw. ausblasen, sind saugseitig bzw. ausblasseitig entsprechend DIN EN 294, mit einem Berührungsschutz zu versehen, soweit dieser nicht schon werksseitig angebracht wurde.

Die Geräte sind witterungsgeschützt aufzustellen und dürfen keinen Schwing- und Stoßbelastungen sowie Erschütterungen ausgesetzt werden. Die Ausführung ist nur in ebener, horizontaler Lage zulässig. Geräte unter 3,5 kW sind Y/Δ einzuschalten. Die der Lieferung beigelegten Montage- und Betriebsanleitungen sind zu beachten.

1.7 Instructions for operation and maintenance

Elektror medium pressure blowers are fitted with closed deep groove ball bearings with a minimum service life of 12 000 hours. They do not have to be lubricated. The service life of the ball bearings depends on the operating hours, the strain and other influences such as temperature etc. A change of the deep groove ball bearings before the ending of the service life is recommended. All ventilators are fitted with a wire mesh guard at the intake port as a standard item. Conveying of solids is not permitted for the RD series as the closed-type impellers are unsuited for the transport of such material. If the medium to be conveyed contains solid particles or other coarse impurities, they must be removed before entering the ventilator by means of filters fitted at the intake port. However, open-type and welded steel impellers for conveying may be offered on demand which may be employed for the transport of dust and light-weight bulk material. A detailed clarification with the manufacturer is necessary. Potentially explosive mixtures must not be conveyed. Ventilators with unrestricted intake and discharge must be provided with protection against accidental contact at the intake and discharge in conformity with DIN EN 294, Part 1, insofar as it has not been fitted in the factory.

The ventilators must be installed protected against weather influences and must not be exposed to vibrations and shocks or shaking. Ventilators rated above 3.5 kW must be connected Y/Δ. The installation and operating instructions supplied with the blowers must be followed.



1.8 Bestellangaben

Ventilatorotyp
 Volumenstrom
 Benötigte Totaldruck- bzw. statische Druckdifferenz
 Spannung, Frequenz, Stromart (Dreh- oder Wechselstrom)
 Umgebungs- und Fördermediumentemperatur
 Fördermediendichte
 Art des Fördermediums
 Gehäusestellung
 Zubehör/Sonderwünsche

1.8 Ordering data

*Blower type
 Flow volume
 Required total or static pressure difference
 Voltage, frequency, three or single phase AC
 Ambient and conveyed medium temperature
 Conveyed medium density
 Type of conveyed medium
 Housing position
 Accessories / special requirements*

1.9 Anmerkungen

Maßangaben, technische Daten und Beschreibungen sind nur annähernd maßgebend. Änderungen und evtl. Irrtum vorbehalten.

1.9 Remarks

Dimensions, technical data and descriptions are approximate only. Subject to modifications and errors.

1.10 Umrechnungstabellen/Conversion table

Maßeinheiten/units of measurement

	von Maßeinheit <i>by unit of measurement</i>	mit Umrechnungsfaktor <i>with conversion factor</i>	in Maßeinheit <i>in units of measurement</i>	von Maßeinheit <i>by units of measurement</i>	mit Umrechnungsfaktor <i>with conversion factor</i>	in Maßeinheit <i>in units of measurement</i>
Druck/Pressure	bar	1000	mbar	mbar	0,001	bar
Druck/Pressure	mbar	100	Pa	Pa	0,01	mbar
Druck/Pressure	mmWS	0,098	mbar	mbar	10,2	mm H ₂ O
Druck/Pressure	mWS	98,07	mbar	mbar	0,0102	mm H ₂ O

Europäische Maßeinheiten in USA Maßeinheiten/European units of measurement in the USA

	von SI-Maßeinheit <i>by SI unit of measurement</i>	mit Umrechnungsfaktor <i>with conversion factor</i>	in anglo-amer. Maßeinheit <i>in anglo-amer. unit of measur.</i>	von anglo-amer. Maßeinheit <i>by anglo-amer. unit of measur.</i>	mit Umrechnungsfaktor <i>with conversion factor</i>	in SI-Maßeinheit <i>in SI units of measurement</i>
Druck/Pressure	mbar	0,0145	psi = lb/in ²	psi = lb/in ²	68,95	mbar
Druck/Pressure	bar	14,5	psi = lb/in ²	psi = lb/in ²	0,0689	bar
Druck/Pressure	mbar	0,402	inches water	inches water	2,49	mbar
Volumenstrom <i>Volumetric flow rate</i>	m ³ /min	264,2	gal/min	gal/min	0,00379	m ³ /min
Volumenstrom <i>Volumetric flow rate</i>	m ³ /min	35,31	cfm	cfm	0,0283	m ³ /min
Elektr. Leistung <i>Electric power</i>	kW	1,341	hp	hp	0,746	kW
Länge/Length	mm	0,0394	inch	inch	25,4	mm
Länge/Length	m	39,37	inch	inch	0,0254	m
Länge/Length	mm	0,00328	ft	ft	305	mm
Länge/Length	m	3,28	ft	ft	0,305	m
Gewicht/Weight	kg	2,205	lb	lb	0,454	kg

Beispiel für Umrechnung/Example for conversion

Druck/Pressure	180 mbar	0,0145	2,61 PSI	2,61 PSI	68,95	180 mbar
Volumenstrom <i>Volumetric flow rate</i>	6 m ³ /min	35,31	211,8 ft ³ /min	211,8 ft ³ /min	0,0283	6 m ³ /min



2. Gehäusestellungen, Klemmkastenanlage, Kabeleinführung

Gehäusestellungen

Die Gehäusestellung ergibt sich durch Ansicht auf die Ansaugseite.

Stellung Ar-Dr = Rechtslauf

Stellung El-Hl = Linkslauf

Die in Klammer angegebenen Bezeichnungen sind nach EUROVENT 1/1 und ergeben sich durch Ansicht auf die Rückseite des Ventilators. Gehäusestellungen A, B, C und E, F, G sowie die Ausführung ohne Fuß sind für alle Mitteldruckventilatoren lieferbar. Andere Stellungen auf Anfrage. Bei Bestellungen ohne Angabe der Gehäusestellung wird die Normalausführung Ar geliefert.

2. Housing positions, terminal box positions, cable entry

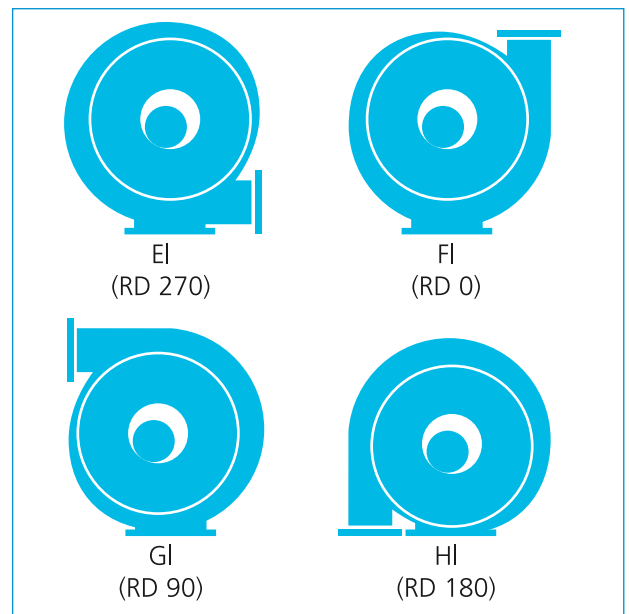
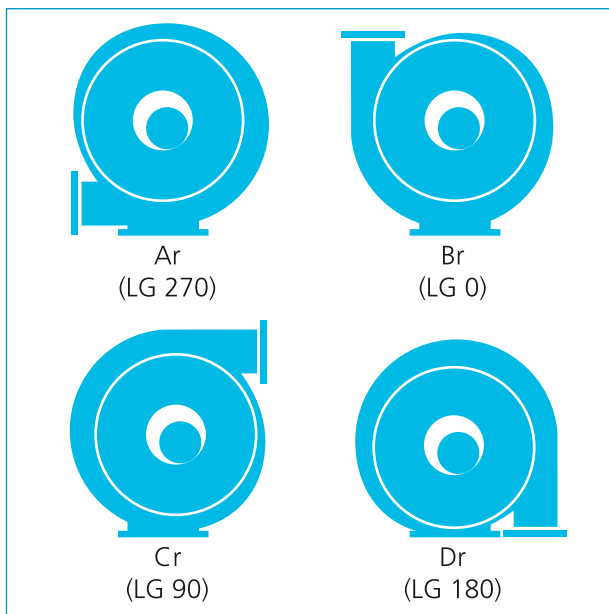
Housing Positions

The housing position is determined when facing the intake side.

Positions Ar-Dr = Clockwise rotation

Positions El-Hl = Counter-clockwise rotation

The designations in brackets are according to EURO-VENT 1/1 but they are determined when facing the drive side. Housing positions A, B, C and E, F, G as well as the version without foot base are available for all types of medium pressure blowers. Other positions are deliverable on demand. The intended position should also be stated for the version without foot base. Orders without indicated housing position will be supplied in our standard version Ar.

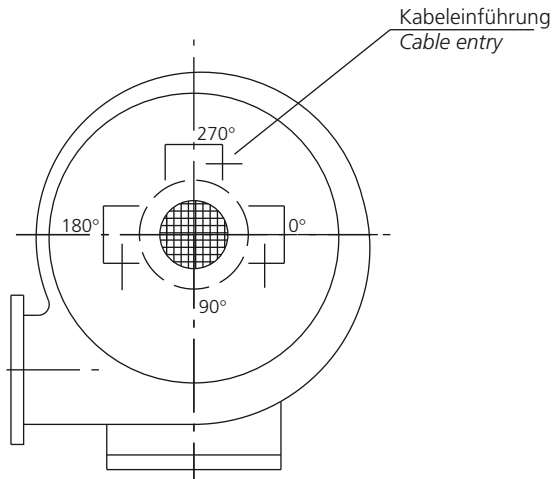


In der Standardausführung erfolgt die Lieferung, mit der Klemmkastenanlage 270° (oben) und Kabeleinführung A (rechts). Erläuterungen zur Klemmkastenanlage und den Kabeleinführungsvarianten siehe Seite 13.

In the standard version, the equipment is supplied with the terminal box position 270° (top) and the cable inlet A (right). For explanations of the terminal box position and the cable inlet options, see page 13.



Klemmkastenlage/Terminal box positions



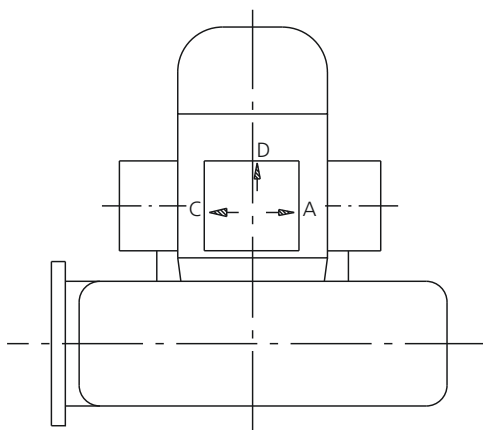
**Definition der Klemmkastenlage
(von der Saugseite gesehen)**

- 270° = Klemmkasten oben (Standardausführung)
- 180° = Klemmkasten links
- 0° = Klemmkasten rechts
- 90° = Klemmkasten unten (nur auf Anfrage)

**Definition of the terminal box position
(seen from suction side)**

- 270° = terminal box at top (standard version)
- 180° = terminal box left
- 0° = terminal box right
- 90° = terminal box at bottom (only on request)

Kabeleinführung/Cable entry



Definition der Kabeleinführung

- A = rechts (Standardausführung)
- C = links
- D = hinten

Definition of cable inlet

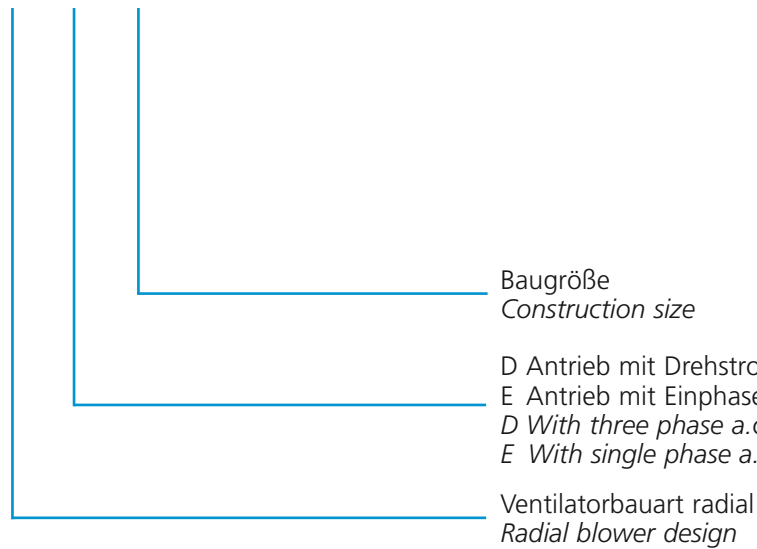
- A = right (standard version)
- C = left
- D = rear



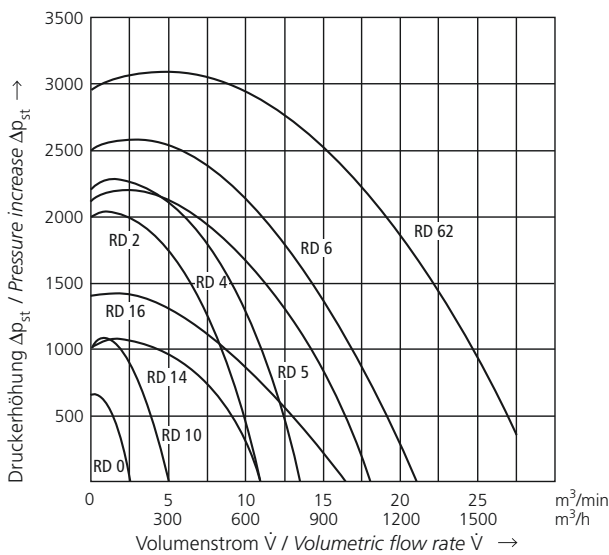
3. Typenschlüssel, Vorauswahl, Kennlinien
Type code, preselection, characteristic curves

Typenschlüssel/Type code

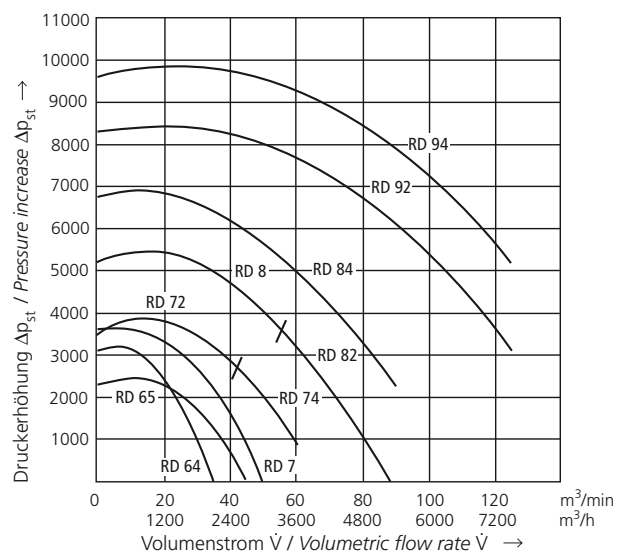
Ventilator/Blower R D/E 6



RD 0 – RD 62



RD 64 – RD 94



Elektror-Mitteldruckventilatoren bieten:

- Sinnvolle Leistungsabstufung
- Einbaufertige Ausführung mit Drehstrom- oder Einphasen-Wechselstrom-Motoren
- Hohes Leistungsvermögen bei kompakter Bauweise
- Lange Nutzungsdauer bei niedrigeren Betriebskosten
- Gute Wirkungsgrade
- Günstiges Geräuschverhalten
- Stabile Gehäuseausführung aus Aluminiumguss
- Drehzahlstellbare Ausführungen
- Zweckmäßiges Zubehör

Elektror medium pressure blowers offer:

- *Logical performance graduation*
- *Ready-to-install design with three or single phase a.c. motors*
- *High performance at compact design*
- *Long service life with low operation cost*
- *High efficiency*
- *Favourable noise characteristics*
- *Robust cast aluminium casings*
- *Variable speed control versions*
- *Useful accessories*

1. Technische Hinweise/Technical information	Seite/page 3
1.1 Konstruktion/Design	Seite/page 3
1.2 Betriebsverhalten/Performance	Seite/page 4
1.3 Geräuschentwicklung/Noise generation	Seite/page 5
1.4 Kennlinien/Performance curves	Seite/page 5
1.5 Ventilatorauswahl/Blower selection	Seite/page 6
1.6 Ausführungen/Designs	Seite/page 7
1.7 Hinweise für Betrieb und Wartung/Instructions for operation and maintenance	Seite/page 10
1.8 Bestellangaben/Ordering data	Seite/page 11
1.9 Anmerkungen/Remarks	Seite/page 11
1.10 Umrechnungstabelle/Conversion table	Seite/page 11
2. Gehäusestellungen, Klemmkastenlage, Kabeleinführung Housing positions, terminal box positions, cable entry	Seite/page 12
3. Typenschlüssel, Vorauswahl, Kennlinien Type code, preselection, characteristic curves	Seite/page 14
4. Standardreihe: Kennlinien mit Maßbildern und technischen Daten Standart blowers: Characteristic curves with dimensional drawings and technical data	Seite/page 15
5. Zubehör/Accessories	Seite/page 32
6. Zubehör, zusätzliches: RD 0, RE 0 saugseitig Accessories, additional: RD 0, RE 0	Seite/page 37



Die Einsatzgebiete unserer Mitteldruckventilatoren sind vielfältig:

- Förderung mittlerer Luftmengen bei größeren Anlagenwiderständen
- Absaugung von Gasen und Dämpfen
- Kühlung von Apparaten und Maschinenteilen
- Be- und Entlüftung von Anlagen mit größeren Widerständen
- Luftzuführung bei Gas-, Öl- und Kohlefeuerungen
- Luftzuführung bei Trocknungsanlagen
- Einsatz bei Luftkissentischen
- Abgasabsaugung im KFZ-Bereich
- Filteranlagen

Fields of application Elektror medium pressure blowers offer a wide field of application facilities:

- Conveying medium air volumes at higher system resistances
- Exhausting gases and vapours
- Cooling of apparatus and machinery parts
- Ventilation of systems with higher resistances
- Air supply of gas, oil and coalfired systems
- Air supply of drying installations
- Air supply of air cushion tables
- Extraction of exhaust gas
- Filter installations

1.1 Konstruktion

Elektror-Mitteldruckventilatoren der Baureihe RD sind Radialventilatoren mit geschlossenen Laufrädern aus Aluminium- bzw. Stahlblech. Sie werden von besonders auf die Ventilatorbelange abgestimmten, reichlich dimensionierten Kurzschlussläufer-Motoren direkt angetrieben.

Die formschönen, den strömungstechnischen Erfordernissen entsprechenden Gehäuse aus Aluminiumguss sowie die dynamisch gewuchteten Laufräder sorgen für einen erschütterungsfreien, geräuscharmen Betrieb und hohe Wirkungsgrade. Die solide Konstruktion der praktisch wartungsfreien Elektror-Mitteldruckventilatoren ist die Grundlage für eine lange Nutzungsdauer und niedrige Betriebskosten. Alle Antriebsmotoren entsprechen der EN 60034-1 (VDE 0530 Teil 1) und sind in Schutzart IP 54 gefertigt. In der Standardausführung sind die Motoren bei 50 Hz Netzfrequenz für Spannungen von 230/400 V Δ/Y bzw. 400 V Δ bei Drehstrom und 230 V bei Einphasen-Wechselstrom nach IEC 38 ausgelegt. Motoren mit 60 Hz Netzfrequenz sind auf Wunsch ebenfalls nach IEC 38 lieferbar. Motoren, die für die Standardspannung ausgelegt sind, sind für eine Spannungstoleranz $\pm 10\%$ im Dauerbetrieb geeignet.

1.1 Design

Elektror medium pressure blowers of the RD range are radial ventilators with double-wall impellers made from sheet aluminium respectively from sheet steel. They are directly driven by asynchronous squirrel cage motors of the company's own make, especially adapted to the blower requirements and amply dimensioned.

The attractively shaped, stream-line aluminium-cast housings as well as the dynamically balanced impellers ensure vibration-free operation at low noise levels. The solid design of the Elektror medium pressure blowers is basic for long-life operation and low operating cost. All drive motors are manufactured in conformity with IP 54 and comply with EN 60034-1 (VDE 0530 – Part 1). The standard version of the motors is designed for 50 Hz mains frequency and voltages of 230/400 V Δ/Y or 400 V Δ for three-phase AC and for 230 V single-phase AC in conformity with IEC 38. On demand the motors for 60 Hz mains frequency can also be supplied to IEC 38.



1.2 Betriebsverhalten

Ventilatoren sind Strömungsmaschinen zur Förderung von Luft und anderen Gasen. Bei Radialventilatoren wird das Fördermedium axial angesaugt, durch die Drehbewegung des Ventilatorlaufrades radial beschleunigt und tangential ausgeblasen. Die der ausströmenden Luft entgegengesetzten Widerstände (Kanäle, Rohrleitungen, Filter, Anlagenteil usw.) müssen durch den vom Ventilator erzeugten Überdruck überwunden werden. Mit steigender Fördermenge (Volumenstrom) verringert sich die Fähigkeit des Ventilators, Druck zu erzeugen. Dieses Betriebsverhalten ist abhängig von der Ventilatorbauart und -baugröße und wird in Form von Differenzdruck-Volumenstrom-Kennlinien (Ventilator-Kennlinien) dargestellt. Die Widerstände von lufttechnischen Anlagen (Anlagenwiderstände) ändern sich (in den meisten Fällen) quadratisch mit der Volumenstromänderung, d.h.: Soll der Volumenstrom verdoppelt werden, muß der vierfache Anlagenwiderstand überwunden werden. Die entstehenden Kennlinien werden als Widerstandsparabeln oder Anlagenkennlinien bezeichnet. Der Arbeitspunkt des Ventilators wird durch den Schnittpunkt der beiden Kennlinien bestimmt. Soweit der Anlagenwiderstand rechnerisch nicht ohne weiteres erfaßt werden kann, bieten sich Versuche oder der Rückgriff auf Erfahrungswerten an. Mit steigendem Anlagenwiderstand verringert sich die Fördermenge der Ventilatoren und die Leistungsaufnahme sinkt. Der maximale Volumenstrom eines Ventilators ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Totaldruck-Kennlinie Δp_{st} mit der Volumenstrom-Koordinate (siehe Bild 1).

1.2 Performance

Ventilators are flow-generating appliances for the conveyance of air and other gases. In radial blowers the conveyed medium is drawn in axially, accelerated radially through the rotation of the impeller and expelled tangentially. The resistance to the discharged air (by ducts, pipes, filters and other parts of the installed system) must be overcome by the excess pressure generated by the ventilator. With increasing flow volume (volumetric flow rate) the ability of the ventilator to generate pressure is decreased. The performance behaviour depends on the ventilator design and size and is presented as characteristic curves of pressure difference an volumetric flow rate (ventilator characteristics). The resistance of air conveying systems (system resistances) change (in most cases) quadratically with the change of volumetric flow, i.e.: If the volumetric flow rate shall be doubled, four times the installation resistance must be overcome. The resultant characteristics are termed resistance parabolas or system characteristics. The operating point of the ventilator is determined by the intersection point of the two curves. Insofar as the installation resistance can not be computed without difficulty, recourse to experiments or experience is suggested. At a growing system resistance the flow volume of the ventilators and the power consumption decrease. The maximum volumetric flow of a ventilator occurs at the intersection of the static pressure difference curve Δp_{st} and the volume flow coordinate (cf. Fig. 1).

Bild 1: Arbeitspunkt des Ventilators

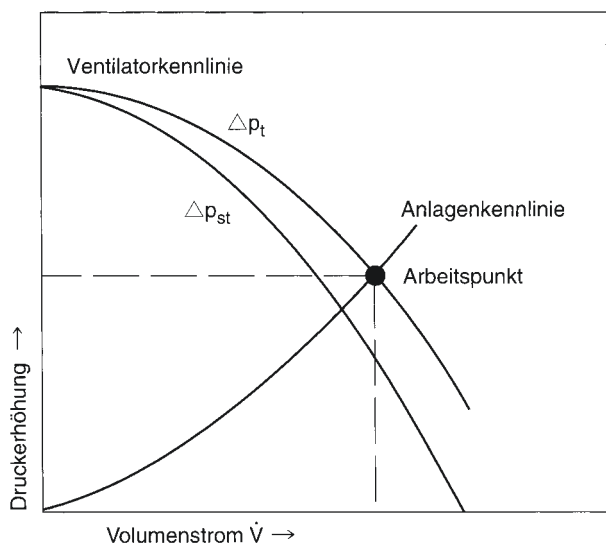
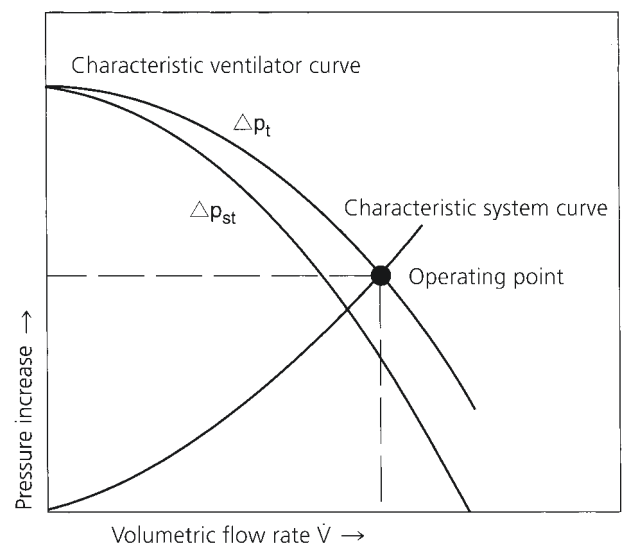


Figure 1: Operating point of the ventilator





1.3 Geräuscentwicklung

Das von einem Ventilator erzeugte Geräusch entsteht durch Strömungsvorgänge und Wirbel im Laufrad und Gehäuse und wird bestimmt durch:

- a) die Bauart des Ventilators (Axialventilator, Radialventilator, Konstruktionsprinzip des Laufrades
- b) die Baugröße des Ventilators entsprechend den geforderten Druckdifferenzen und Fördermengen
- c) den Arbeitspunkt des Ventilators d.h. in welchem Bereich der Kennlinie der Ventilator arbeitet,
- d) die Drehzahl, die bei den stellbaren Elektror-Mitteldruck-Ventilatoren vermindert werden kann.

Die abgestrahlten Geräusche sind nicht über den gesamten Leistungsbereich konstant. Ventilatorgehäuse und -laufrad sind den strömungstechnischen Erfordernissen entsprechend konstruiert, so dass die Geräuscentwicklung im wesentlichen von den Anforderungen an Fördermenge und Druckdifferenz sowie von der entsprechenden Ventilatorauswahl abhängig ist. Als Maß für die Geräusch- bzw. Schallwirkung wird der Schalldruckpegel mit der Maßeinheit dB (A) verwendet. Der Buchstabe „A“ in der Maßeinheit weist auf die genormte Frequenzbewertung des Schalldruckpegel hin, die die starke Frequenzabhängigkeit der subjektiven Lautstärkeempfindung berücksichtigt. Hohe Frequenzen werden lästiger empfunden als niedrigere. Werden mehrere Schallquellen gleicher Lautstärke zusammen bewertet, so erhöht sich der Schalldruckpegel z.B. bei zwei Geräten um 3 dB (A), bei fünf Geräten um 5 dB (A), bei vier Geräten um 6 dB (A), bei fünf Geräten um 7 dB (A). Eine Änderung um 10 dB (A) entspricht schließlich etwa der doppelten oder halben Lautstärkeempfindung. Mit zunehmender Entfernung von einer Schallquelle wird das abgestrahlte Geräusch schwächer, ein Verdoppelung der Entfernung kann ein Schallpegelreduzierung bis zu 5 dB (A) ergeben.

1.4 Kennlinien

Die dargestellten Kennlinien des Totaldruckes Δp_t und des statischen Druckes Δp_{st} als Funktion des Volumenstromes V sind messtechnisch ermittelte Kennlinien, die teilweise über den in den technischen Tabellen angegebenen Werten liegen. Die Messungen wurden mit saugseitig montiertem Schutzgitter durchgeführt. Sämtliche Messungen erfolgen auf einem Rohrprüfstand nach DIN 24163 bei druckseitiger

1.3 Noise generation

The noise generated by a ventilator ensues from flow processes and vortices inside the impeller and the housing and is determined by:

- a) the ventilator design (axial ventilator, radial ventilator, construction principle of the impeller).*
- b) the ventilator size in relation to the specified pressure differences and volumetric flow rates.*
- c) the operating point of the ventilator, i.e. in which section of the characteristic curve the ventilator operates.*
- d) the rotational speed which can be reduced by the variable speed control for the Elektror medium pressure blowers.*

The noise emissions are not constant over the whole performance range. Ventilator housing and impeller are designed in conformity with flow-technical requirements and thus the noise generation depends mainly on the requirements for flow volume and pressure difference as well as on the correct selection of the blower. As a measure for noise and sound pressure level the unit dB(A) is used. The letter „A“ in the unit refers to the standardised frequency evaluation of the sound pressure level that takes the strong frequency dependence of the subjective perception of the noise level into consideration: High frequencies are perceived as more unpleasant than low frequencies. If several noise sources emitting the same noise level are evaluated together, the noise pressure level increased, e.g. by 3 dB (A) in the case of two blowers, by 5 dB (A) for three blowers, by 6 dB (A) for four blowers and by 7 dB (A) for five blowers. And finally, a change of 10 dB (A) corresponds to double or half the noise perception. With increasing distance to the noise source the emitted noise becomes weaker, doubling the distance can reduce the noise level up to 5 dB (A).

1.4 Performance curves

The characteristics shown of the total pressure Δp_t and of the static pressure Δp_{st} as a function of the volumetric flow rate V were determined in measurements and some are higher than the ratings shown in the technical tables. The measurements were performed without a protective mesh guard on the intake port. All measurements took place in tubular test assembly in compliance with DIN 24163 with a throttle



Drosselung und gelten für eine Luftdichte von $1,2 \text{ kg/m}^3$. Die Schalldruckpegel L_A wurden beim druckseitigem Anschluß der Ventilatoren am Rohrprüfstand in 1 m Abstand von der Ansaugöffnung gemessen.

at the pressure side and apply for an air density of 1.2 kg/m^3 . The noise pressure levels L_A were measured in the tubular test assembly with the ventilators connected at the pressure side and at a spacing of 1 m from the intake port.

1.5 Ventilatorauswahl

Nutzbare Druckdifferenz

Hat man rechnerisch oder durch Versuche die benötigte Druckdifferenz für die gewünschte Fördermenge ermittelt, so ist zu prüfen, wieviel von der Totaldruckerhöhung des Ventilators als statische Druckdifferenz genutzt werden kann. Hat der druckseitig angeschlossene Kanal den gleichen Querschnitt wie die Ausblasöffnung des Ventilators oder bläst der Ventilator frei aus, so ist der dynamische Druckanteil p_{d2} als Verlust anzusetzen. Der verbleibende Anteil der Totaldruckerhöhung steht als nutzbare statische Druckdifferenz Δp_{st} zur Verfügung. Wird der druckseitige Kanalquerschnitt durch allmähliche Erweiterung (Diffusor) vergrößert, verzögert sich die Strömung und der dynamische Druck wird in statischen umgewandelt. Der Druckrückgewinn kann zur Überwindung der Anlagenwiderstände mit einbezogen werden oder ermöglicht bei gleicher Durchsatzmenge die Verwendung eines kleineren Ventilators (siehe Kennlinie Ventilator 2, Bild 2). Der Wirkungsgrad von Diffusoren ist vom Öffnungswinkel abhängig. Saugseitige Druckrückgewinne durch Diffusorwirkung sind gering und können vernachlässigt werden.

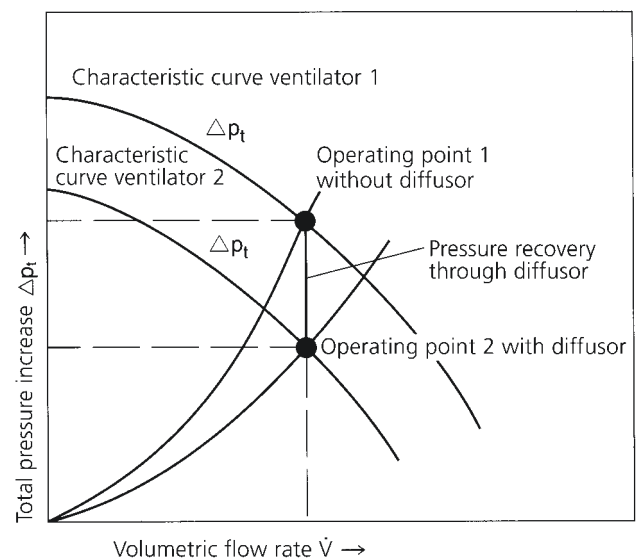
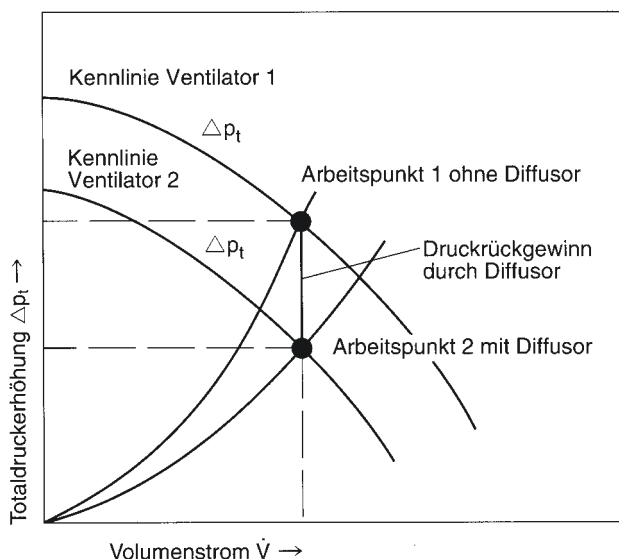
1.5 Blower selection

Usable pressure difference

Once the necessary pressure difference has been determined by computation or experiments, the amount must be checked of the total pressure increase of the ventilator which may be used as static pressure difference. If the duct connected at the pressure side features the same cross-section as the ventilator discharge port or if the ventilator discharges unimpeded, the dynamic pressure component p_{d2} must be considered loss. The remaining component of the total pressure increase is available as usable static pressure difference Δp_{st} . If the duct cross-section is increased gradually (diffusor), the flow is decreased and the dynamic pressure is converted to static pressure. The pressure recovery may be included to overcome the system resistances or, with the same volumetric flow rate, a smaller ventilator may be used (cf. characteristic ventilator 2, Fig. 2). The effect of diffusor is dependent on the angle of flow spread. Pressure recovery at the intake port by means of the diffusor effect are small and may be neglected.

Bild 2: Druckrückgewinnung

Figure 2: Pressure recovery





Einfluß der Dichte

Totaldruckerhöhung, dynamischer Druck, statischer Druck- und Leistungsbedarf des Ventilators ändern sich proportional mit der Fördermediendichte und sind bei der Ventilatorauswahl zu berücksichtigen (Bild 3). Dichteänderung durch Temperatureinflüsse errechnen sich wie folgt:

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{273 + \vartheta_1}{273 + \vartheta_2}$$

ϑ = Fördermedientemperatur [°C]

ρ = Luftdichte [kg/m³]

Influence of the density

Total pressure increase, dynamic pressure, static pressure and power requirement of the ventilator change proportionally to the pressure of the conveyed medium and must be taken into consideration on selecting the ventilator (Fig. 3). Density changes through temperature influences may be calculated as follows:

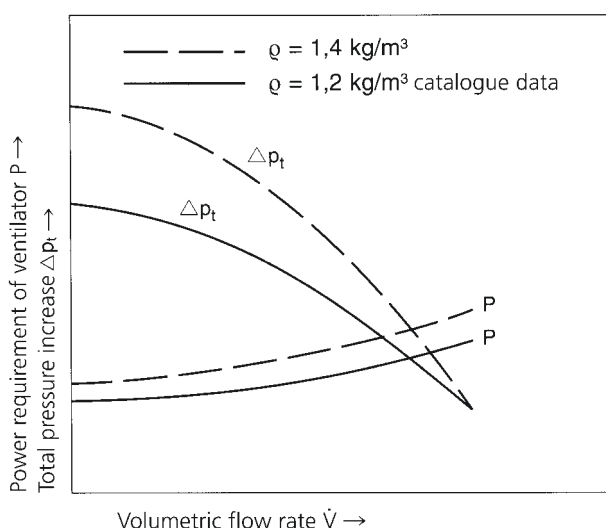
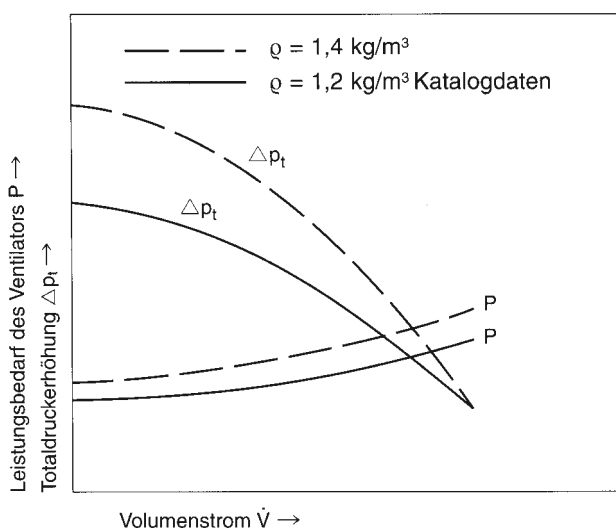
$$\rho_2 = \rho_1 \frac{273 + \vartheta_1}{273 + \vartheta_2}$$

ϑ = temperature of conveyed medium [°C]

ρ = air density [kg/m³]

Bild 3: Einfluß der Fördermediendichte

Figure 3: Influence of conveyed medium density



1.6 Ausführungen

Standardreihe

Ihr Einsatz ist überall dort sinnvoll, wo unveränderbare Betriebsbedingungen vorherrschen oder die Druckverhältnisse sich nur geringfügig verändern und somit gleichbleibende Volumenströme erwünscht sind.

Drehzahlstellbare Ventilatoren

Sie werden überall dort eingesetzt, wo aus prozess- oder verfahrenstechnischen Gründen veränderte Volumenströme benötigt werden.

Typenreihe FU geeignet

Alle Standardventilatoren sind mittels Frequenzumrichters drehzahlstellbar. Die Motoren sind mit Kaltleiterfühlern ausgerüstet und mit einer verstärkten Wicklungsisolierung versehen. Der Drehzahlbereich ist bei 50 Hz-Ausführungen 0-50 Hz und bei 60 Hz-Ausführungen 0-60 Hz. Der Drehzahlstellbereich darf bei der 50 Hz-Ausführung 50 Hz, bei der 60 Hz-Ausführung 60 Hz nicht überschreiten.

1.6 Designs

Standard designs

The use is recommended in all cases where unchangeable operating conditions prevail or the pressure relationships change only slightly and thus uniform volumetric flow rates are desired.

Speed controlled blowers

They are to be used wherever for process-inherent reasons the change of volumetric flow is needed.

Model range FU

All standard blowers can be speed-controlled via frequency converter. The motors are equipped with PTC thermistor sensors for trip device and with a reinforced barrier. The technical data are identical with those of the standart blowers. For 50 Hz versions the speed range is 0-50 Hz and for 60 Hz versions it is 0-60 Hz. The speed range must not exceed 50 Hz for the 50 Hz version or 60 Hz for the 60 Hz version.



Sonderventilatoren

In besonderen Anwendungsfällen können Seriengeräte durch Sonderausrüstungen den gegebenen Anforderungen angepasst werden, wobei auch kundenspezifische Problemlösungen möglich sind.

Fördermedien- und Umgebungstemperaturen

Die zulässige Umgebungstemperatur (Kühllufttemperatur) der Antriebsmotoren bei Standardgeräten beträgt -20°C bis $+60^{\circ}\text{C}$. Die Motoren sind serienmäßig in Wärmeklasse F nach EN 60034-1 (VDE 0530 Teil 1) ausgeführt.

Zulässige Umgebungstemperaturen

- -20°C bis $+60^{\circ}\text{C}$ Standardgeräte mit einer Bemessungs-Spannung (max $\pm 10\%$ Spannungstoleranz) und einer Bemessungs-Frequenz von 50 Hz oder 60 Hz.
- -20°C bis $+40^{\circ}\text{C}$ Sondermotoren mit Mehrspannungsbereich (50 Hz und/oder 60 Hz) der FU/FUK Reihe, mit EX-Motor, UL-Approbation.

Die zulässige Fördermedientemperatur für die Standardausführung beträgt -20°C bis $+80^{\circ}\text{C}$. Der Einbau einer Temperatursperre bei Standardgeräten zwischen Ventilator und Motor erlaubt Fördermedientemperaturen bis 180°C . Auf Anfrage sind Temperatursperren über 180°C Fördermitteltemperaturen lieferbar.

Abdichtung

Erhöhte Schutzart IP 55 sowie Tropen- und Feuchtschutzisolation ist bei allen Motoren möglich. Sollen die Ventilatoren weitgehend abgedichtet sein, so kann an der Wellendurchführung eine PTFE-Radialwellendichtung eingebaut werden. Weitere Abdichtungsmöglichkeiten an den Ventilatorteilen sind mittels Flachdichtungen bzw. dauerelastischer Dichtmittel möglich.

Korrosionsschutz

Durch die Werkstoffauswahl Alu-Guß bzw. Alu-Blech sind die Serienventilatoren bereits weitgehend korrosionsbeständig. Für die Sonderanwendungen können die Ventilatoren entsprechend lackiert oder mit Kunststoff beschichtet werden. Bei den Laufrädern ist eine Ausführung in Werkstoff 1.4301 möglich.

Special fans

In special applications, the serial models can be adapted to customers specifications by special equipments, whereby custom-specific solutions can be created.

Temperature of conveyed media and environment

The admissible ambient temperature (cooling air temperature) of the drive motors is -20°C to $+60^{\circ}\text{C}$. The motors invariably comply with thermal class F in accordance with EN 60034-1 (VDE 0530 Part 1).

Permissible ambient temperatures

- -20°C to $+60^{\circ}\text{C}$ standard devices with a nominal voltage (max $\pm 10\%$ voltage tolerance) and a nominal frequency of 50 Hz or 60 Hz.
- -20°C to $+40^{\circ}\text{C}$ special motors with multi-voltage range (50 Hz and/or 60 Hz) of the FU/FUK series, with EX motor, UL approval.

For the standard version the admissible temperature of the conveyed medium is -20°C to $+80^{\circ}\text{C}$. Temperatures of the conveyed medium up to 180°C may be achieved by fitting a temperature barrier between ventilator and motor. On request, temperature blocks over 180°C conveying medium temperatures.

Insulation

All motors can be supplied for the more stringent protection categories IP 55, as well as with tropical and moisture protection insulation. If the ventilators shall be extensively insulated, a PTFE radial shaft gasket can be fitted at the shaft bushing. Further insulation possibilities are given by means of flat gaskets an permanently elastic sealers.

Protection against corrosion

Through choosing cast and sheet aluminium as manufacturing material the standard ventilators are substantially resistant to corrosion. For special applications the ventilators may be appropriately varnished or be coated with plastic. A version of the impellers made from material 1.4301 can be supplied.



Ventilatorendrehzahlen

Die Serienventilatoren sind mit 2-poligen Motoren ausgestattet. Polumschaltbare Motoren 4-/2-polig oder 4-polige Motoren sind auf Wunsch lieferbar. Bei Änderung der Ventilatorendrehzahl ändert sich die Totaldruckerhöhung, der Volumenstrom und der Leistungsbedarf wie folgt:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \dot{V}_1 \frac{n_2}{n_1} & \dot{V} & - \text{Volumenstrom} \\ \Delta p_{t2} &= \Delta p_{t1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 & \Delta p_t & - \text{Totaldruckerhöhung} \\ n_2 &= n_1 \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} & n & - \text{Drehzahl} \\ P_2 &= P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 & P & - \text{Leistungsbedarf} \\ & & f & - \text{Frequenz} \end{aligned}$$

Spannungen und Frequenzen

In der Standardausführung sind die Motoren bei 50 Hz Netzfrequenz für Spannungen von 230/400 V Δ/Y bzw. 400 V Δ bei Drehstrom und 230 V bei Einphasen-Wechselstrom nach IEC 38 ausgelegt. Motoren mit 60 Hz Netzfrequenz sind auf Wunsch ebenfalls nach IEC 38 lieferbar. Motoren, die für die Standardspannung ausgelegt sind, sind für eine Spannungstoleranz $\pm 10\%$ im Dauerbetrieb geeignet. Die max. zulässige Spannung bei Drehstrom beträgt 690 V, bei Einphasen-Wechselstrom 255 V. Bei Änderung der Netzfrequenz ändert sich die Drehzahl des Laufrades und somit die Totaldruckerhöhung, der Volumenstrom und der Leistungsbedarf eines Ventilators wie folgt:

$$\begin{aligned} n_2 &= n_1 \frac{f_2}{f_1} & \dot{V}_2 &= \dot{V}_1 \frac{f_2}{f_1} \\ \Delta p_{t2} &= \Delta p_{t1} \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 & P_2 &= P_1 \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^3 \end{aligned}$$

Bei Ventilatoren mit 60 Hz-Antrieb ändert sich die Kennlinie und der Leistungsbedarf entsprechend den technischen Angaben für die jeweiligen Gerätetypen.

Ventilator speeds

The standard ventilators are fitted with 2-pole motors. Change-pole motors 4/2-pole or 4-pole motors can be supplied on demand. On changing the ventilator rotation speed the total pressure increases, the volumetric flow rate and the power requirement change as follows:

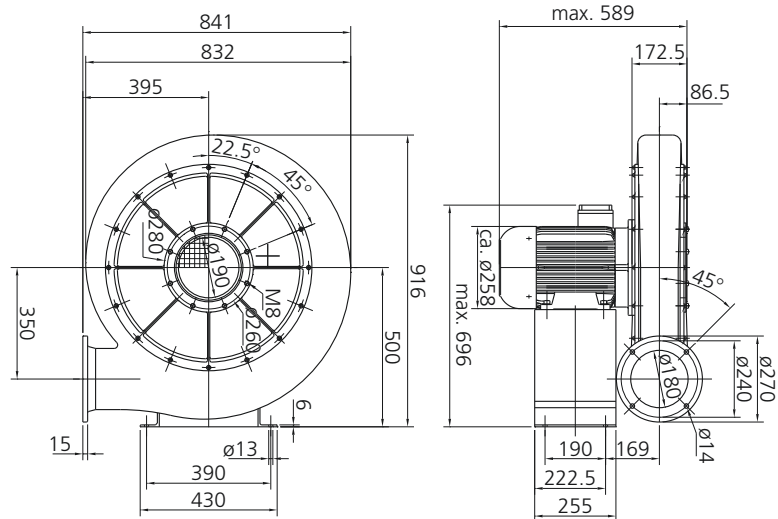
$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \dot{V}_1 \frac{n_2}{n_1} & \dot{V} & - \text{Flow volume} \\ \Delta p_{t2} &= \Delta p_{t1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 & \Delta p_t & - \text{Total pressure increase} \\ n_2 &= n_1 \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} & n & - \text{Number of revolutions} \\ P_2 &= P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 & P & - \text{Power consumption} \\ & & f & - \text{Frequency} \end{aligned}$$

Voltages and frequencies

In the standard versions the motors are designed for 50 Hz mains frequency and voltages of 230/400 V Δ/Y and 400 V Δ at three-phase current and for 230 V single phase current in conformity with IEC 38. Motors for 60 Hz mains frequency are likewise designed in compliance with IEC 38. Motors for special voltages and special frequencies as well as voltage change-over motors or motors with multi-range voltage winding are also supplied to order. On three-phase supply the maximum admissible voltage is 690 V and 255 V for single phase current. On changing the mains frequency the rotation speed of the impeller is changed and thus the total pressure increase, the volumetric flow rate and the power requirement of a ventilator as follows:

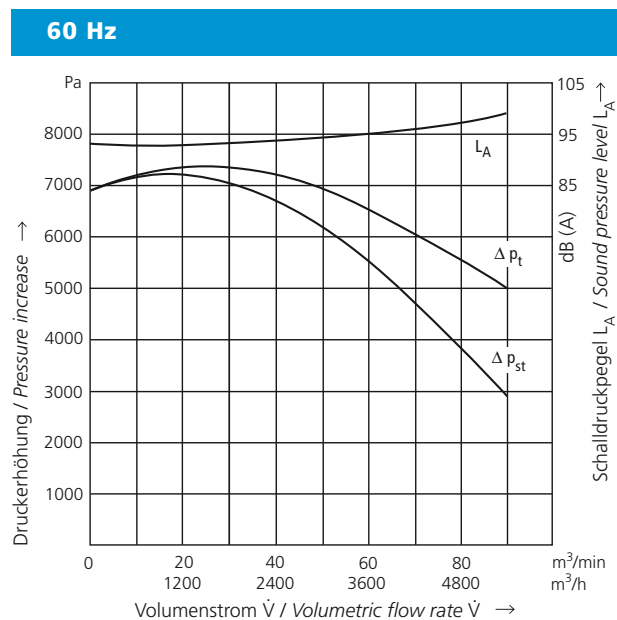
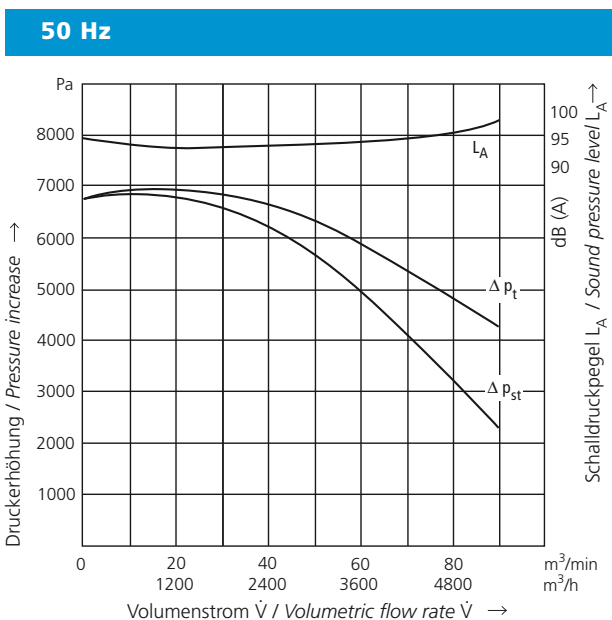
$$\begin{aligned} n_2 &= n_1 \frac{f_2}{f_1} & \dot{V}_2 &= \dot{V}_1 \frac{f_2}{f_1} \\ \Delta p_{t2} &= \Delta p_{t1} \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 & P_2 &= P_1 \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^3 \end{aligned}$$

The characteristic curves and the power consumption of blowers with 60 Hz drive change as indicated in the technical data for each model.



Maße in mm – unverbindlich
Dimensions in mm – subject to modifications

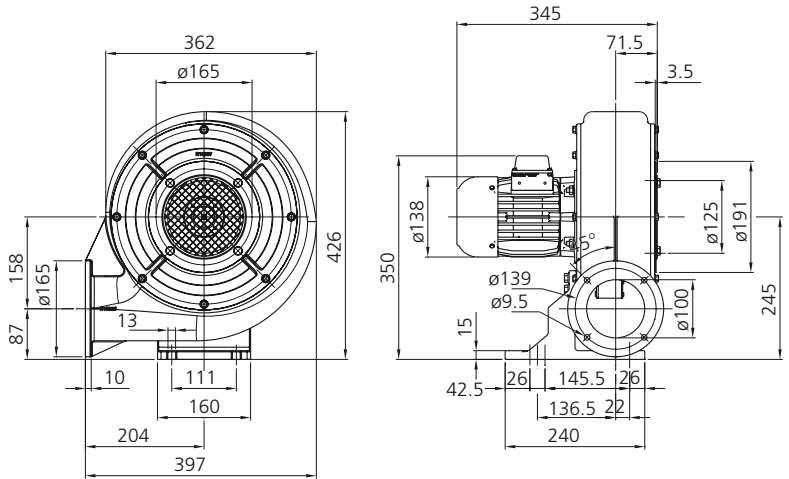
Typ	Volumenstrom	Gesamtdruckdifferenz	Spannung	Frequenz	Stromaufnahme	Drehzahl	Motorleistung	Gewicht
Type	Volumetric flow rate	Total pressure difference	Voltage	Frequency	Current consumption	Number of revolutions	Motor rating	Weight
	m ³ /min	Pa	V	Hz	A	min ⁻¹	kW	kg
RD 84	90	6800	400 Δ	50	21,5	2910	11,0	127
RD 84	90	6900	480 Δ	60	21,5	3490	13,0	127



Ventilator nicht freiströmend einsetzbar.
Blower not to be operated with free discharge.

Ventilator nicht freiströmend einsetzbar.
Blower not to be operated with free discharge.

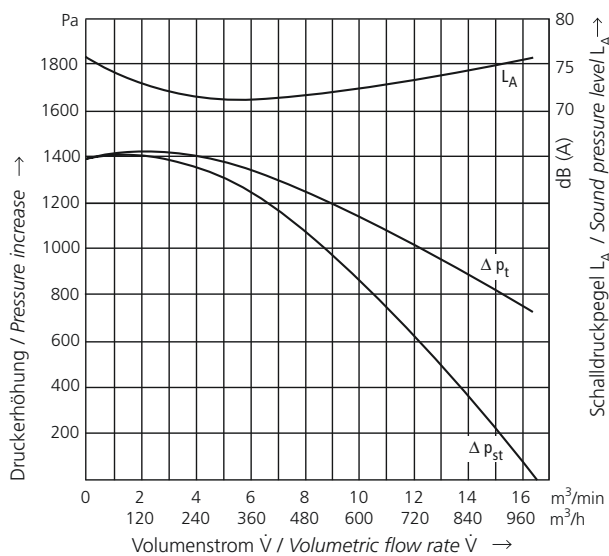
RD 16, RE 16



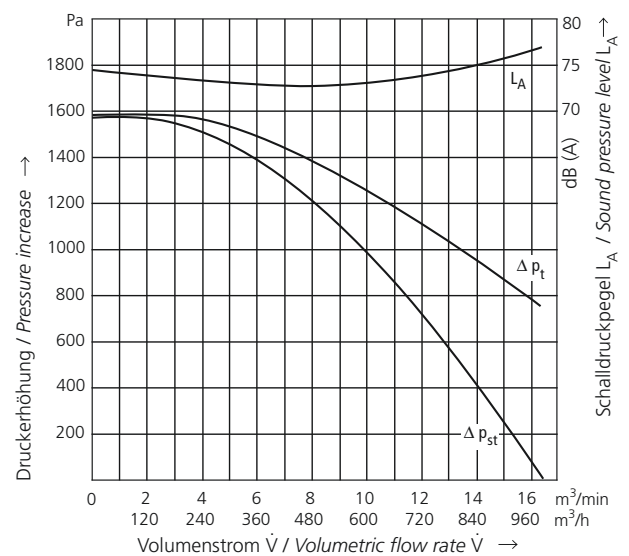
Maße in mm – unverbindlich
Dimensions in mm – subject to modifications

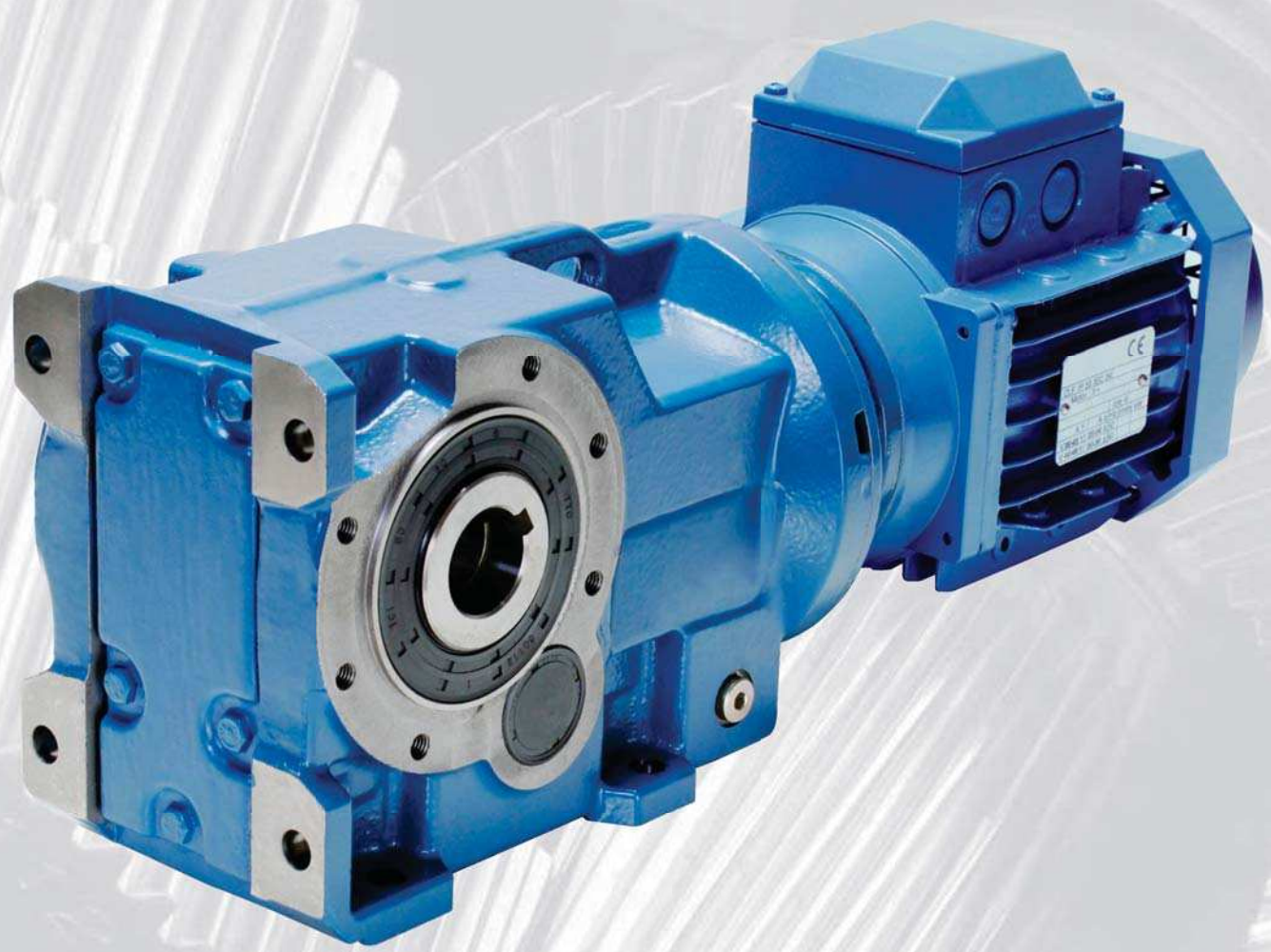
Typ	Volumenstrom	Gesamt-druck-differenz	Spannung	Frequenz	Strom-auf-nahme	Drehzahl	Motor-leistung	Konden-sator	Gewicht
Type	Volumetric flow rate	Total pressure difference	Voltage	Frequency	Current consumption	Number of revolutions	Motor rating	Capacitor	Weight
	m ³ /min	Pa	V	Hz	A	min ⁻¹	kW	μF/V	kg
RD 16	16,5	1400	230/400	50	1,73/1,0	2825	0,37	–	17
RD 16	16,5	1550	277/480	60	1,73/1,0	3390	0,44	–	17
RE 16	16,5	1400	230	50	2,5	2825	0,37	12/450	17,5
RE 16	16,5	1550	230	60	3,25	3390	0,44	12/450	17,5

50 Hz



60 Hz





Technical
Up to - 90kW / 12,300Nm



GEAR MOTORS

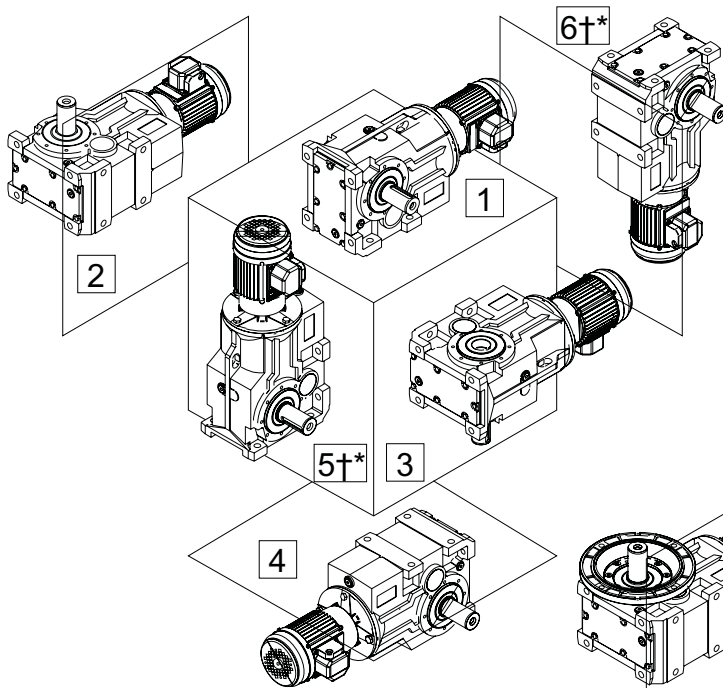
SERIES K

MOUNTING POSITIONS

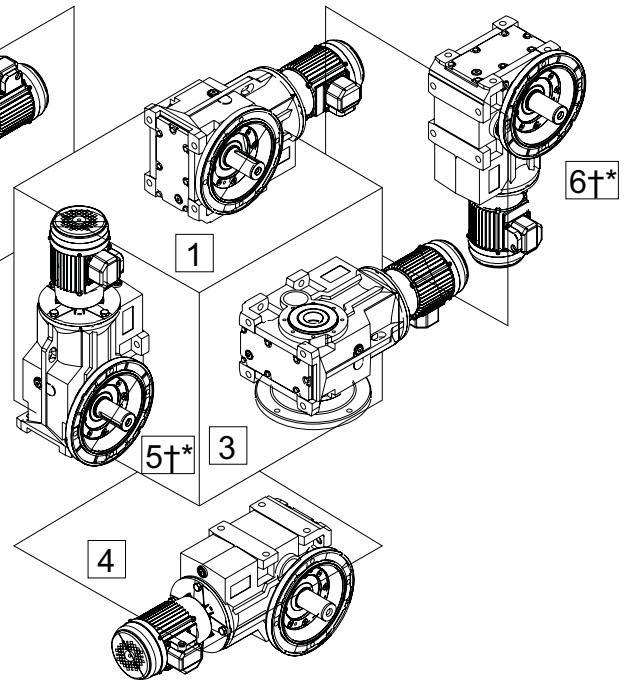
COLUMN 13 ENTRY

Enter for units with no oil fill

Base Mounted Units



Flange Mounted Units



* Not Recommended for Geared Motors - Consult Application Engineering

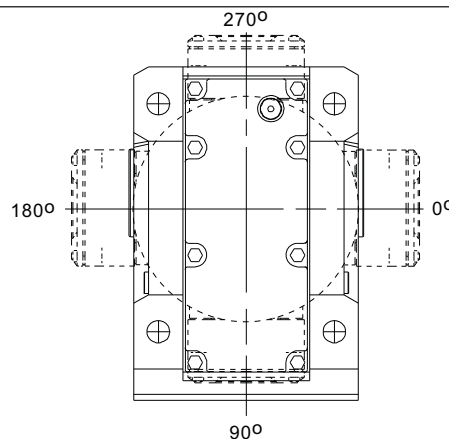
† Gear Units selected for use in mounting positions 5 and 6 should only be used with overall ratios greater or equal to those shown in the table below

Unit Size	Input Speed (rpm)			
	< 1000	< 1500	< 1800	> 1800
K03 - K07	8.0	8.0	8.0	Consult Application Engineering
K08	8.0	8.0	11.0	
K09	8.0	11.0	14.0	
K10	11.0	20	25.0	
K12	16.0	32	36.0	

MOUNTING POSITIONS - SHOWN AS MOTORISED - APPLIES ALSO FOR REDUCERS

COLUMN 14 ENTRY

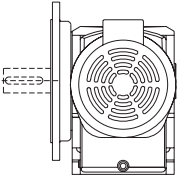
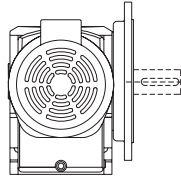
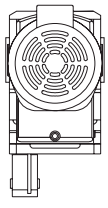
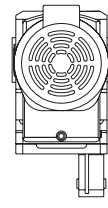
ALL MOTORS

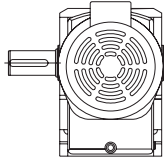
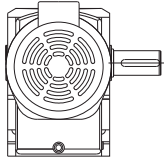
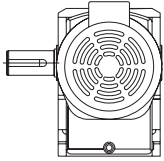
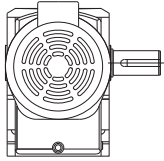
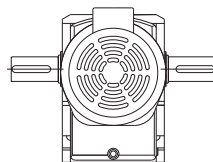
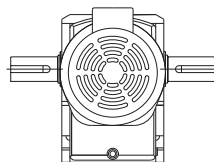
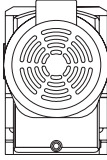
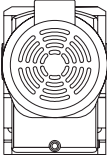
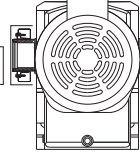
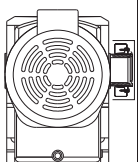
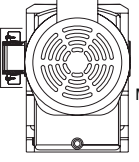
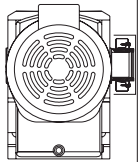


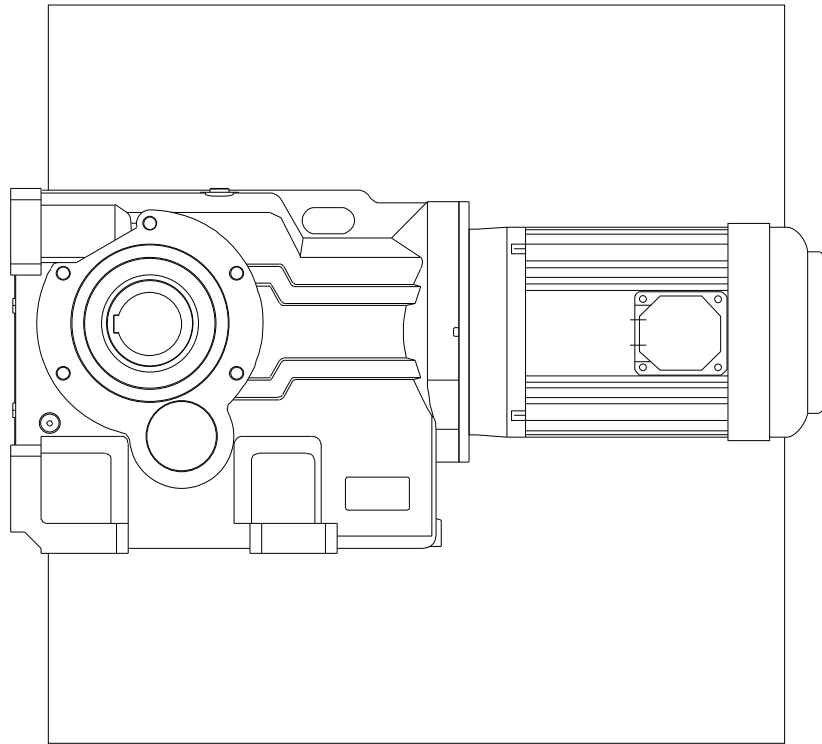
Column 14 Entry	Terminal Box Position
A	0°
B	90°
C	180°
D	270°
-	Reducer or no motor fitted

SERIES K

UNIT HANDINGS

Column 9 Entry	Left	Right
Std Unit with Output Flange	F 	H 
Std Unit with Torque Bracket	T 	Q 

Column 11 Entry	Metric		Inch	
	Left	Right	Left	Right
Single Output Shaft	C 	E 	N 	B 
Double Output Shaft	D 		P 	
Hollow Shaft	H 		A 	
Shrink Disc	X  Driven Machine Side	Y  Driven Machine Side	M  Driven Machine Side	U  Driven Machine Side
	Note: non-standard handing, please contact Application Engineering		Note: non-standard handing, please contact Application Engineering	



MOTORISED
SERIES K

SERIES K MOTOR PERFORMANCE DATA

TEFC squirrel cage three phase motors
4 poles = 1000 rpm 400V, 50Hz, S1 IP55, Class F

Output Power Kw	Frame Size	Speed (RPM)	I (A)	Ist	Tst	J
				I	T	(Kgm2)
0.12	63	1360	0.6	2.6	2.5	0.000
0.18	63	1370	0.72	3	2.2	0.000
0.25	71	1400	0.83	3.5	2.2	0.001
0.37	71	1410	1.12	4	2.2	0.001
0.55	80A	1420	1.45	4	2.2	0.002
0.75	80A	1420	2.9	4.5	2.2	0.002
1.1	90S	1410	2.59	5	2.2	0.003
1.5	90L	1420	3.45	5	2.4	0.004
2.2	100L	1430	4.8	5.5	2.4	0.007
3	100L	1430	6.48	5.5	2.5	0.008
4	100L	1420	8.73	5.5	2.5	0.009
4	112M	1435	8.6	7	2.9	0.015
5.5	112M	1425	11.4	7.1	2.8	0.018
5.5	132S	1450	11.1	7.3	2.2	0.031
7.5	132M	1450	14.8	7.9	2.5	0.038
9	132M	1450	18	8.1	2.8	0.043
11	132M	1450	21	8.3	3	0.048
11	160M	1460	21.5	6.7	2.9	0.067
15	160L	1455	28.5	6.8	2	0.091
18.5	160L	1450	36	6.9	2.9	0.102
18.5	180M	1470	35	6.7	3.1	0.161
22	180L	1470	41	6.8	2.9	0.191
30	180L	1465	56	6.9	3.2	0.225
30	200L	1475	56	6.7	2.6	0.29
37	200L	1475	68	7.8	3.6	0.34
37	225S	1480	68	6.6	2.4	0.37
45	225M	1480	83	6.7	2.7	0.42
55	225M	1480	100	7.3	3.1	0.49
55	250M	1480	98	7.5	2.3	0.72
75	250M	1480	132	7	2.4	0.88
75	280S	1483	137	6.8	2.4	1.15
90	280M	1484	163	7.1	2.7	1.4
110	280M	1483	195	7.5	2.7	1.7

High Power Motor (Non Standard)

I = Nominal current
Ist/I = Starting current factor
Tst/T = Starting torque factor
J = Motor moment of inertia

Recalculation Factors

Recalculation factors for current at rated voltages other than 400V, 50 Hz.

Rated voltage at 50Hz and motor wound for	Recalculation factor
220V	1.82
230V	1.74
415V	0,96
500V	0,80
660V	0,61
690V	0,58

TEFC squirrel cage three phase motors
6 poles = 750 rpm 400V, 50Hz, S1 IP55, Class F

Output Power Kw	Frame Size	Speed (RPM)	I (A)	Ist	Tst	J
				I	T	(Kgm2)
0.12	63	900	0.6	2.1	2.1	0.000
0.18	71	920	0.75	2.5	2	0.001
0.25	71	920	0.92	3	2	0.001
0.37	80A	920	1.25	3.5	2.1	0.002
0.55	80B	930	1.78	3.5	2.1	0.002
0.75	90S	930	2.36	4	1.9	0.003
1.1	90L	930	3.25	4	1.9	0.004
1.5	100L	940	5.8	4.5	1.9	0.009
2.2	112M	940	5.8	4.5	1.9	0.009
2.2	100L	940	5.4	5.6	2.1	0.015
3	112M	935	7.2	5.5	2.4	0.018
3	132S	960	6.9	6.1	2.4	0.031
4	132M	960	8.7	7.1	2.6	0.038
5.5	132M	955	11.9	6.9	2.8	0.045
7.5	160M	970	15.4	6.7	2	0.089
11	160L	970	23	7.1	2.2	0.107
15	180L	970	31	7	2.1	0.217
18.5	180L	965	37.5	6.2	2	0.237
18.5	200L	985	36	7	2.5	0.370
22	200L	980	43	7.2	2.5	0.430
30	200L	980	56	7.5	3.3	0.490
30	225M	985	56	6.6	2.5	0.640
37	225S	985	69	7.7	3.1	0.750
37	250M	985	69	7.3	2.8	1.160
45	250S	985	82	7.3	2.8	1.490
45	280S	990	85	6.6	2.6	1.650

High Power Motor (Non Standard)

I = Nominal current
Ist/I = Starting current factor
Tst/T = Starting torque factor
J = Motor moment of inertia

60 Hz Operation

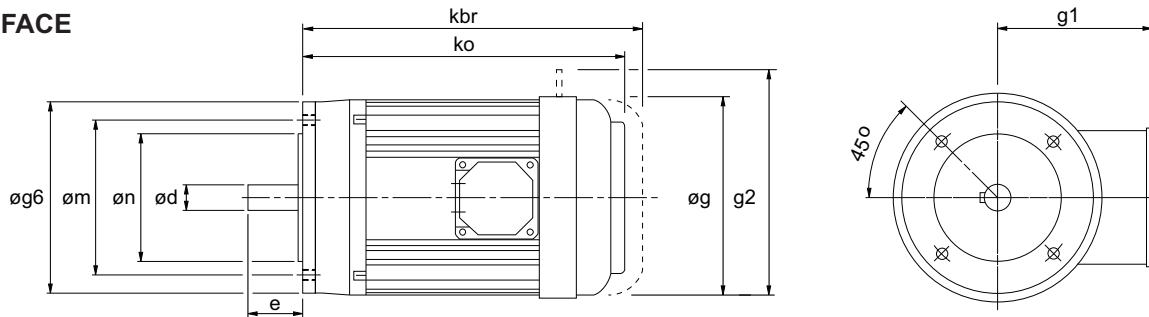
Motors wound for a certain voltage at 50 Hz can be operated at 60 Hz, without any modifications, subject to the following changes in their data

Motor wound for 50 Hz and	Connected to 60 Hz and	Data at 60 Hz in percentage of values at 50 Hz					
		P	n	I	Ist/I	T	Tst/T
		kW	rpm	A		Nm	
400V	380V	100	120	100	80	83	66
	400V	100	120	98	83	83	70
	415V	105	120	100	88	86	78
	440V	110	120	100	95	91	85
	460V	115	120	100	100	96	95
	480V	120	120	100	105	100	100

SERIES K

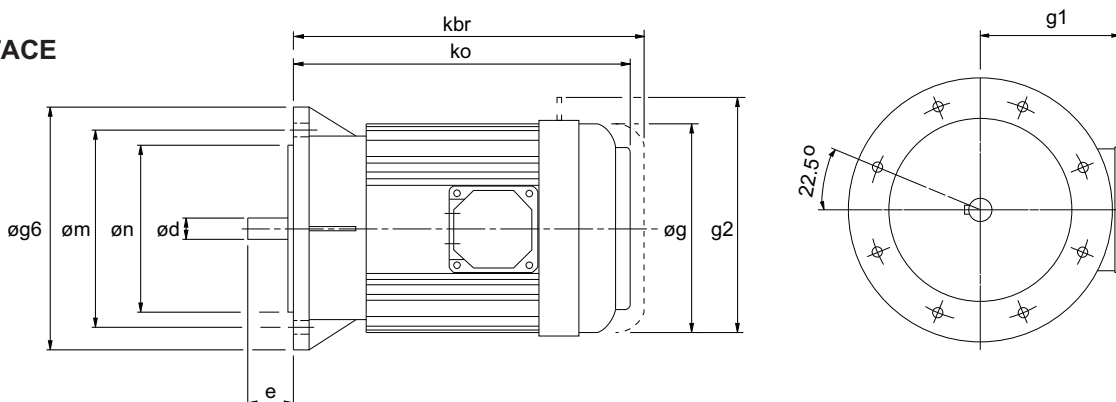
MOTOR DETAILS

B14 'C' FACE



MOTOR FRAME SIZE	Øg6	Øm	Øn	Ød	e	ko*	kbr*	Øg	g1*	m	Øs
71	105	85	70	14	30	221	265	138	102	45°	4 x M6
80A	120	100	80	19	40	239	291	157	125	45°	4 x M6
80B	120	100	80	19	40	248	300	157	125	45°	4 x M6
90S	140	115	95	24	50	260	312	177	133	45°	4 x M8
90L	140	115	95	24	50	275	327	177	133	45°	4 x M8
100L	160	130	110	28	60	310	370	197	144	45°	4 x M8
112M	160	130	110	28	60	325	399	219	155	45°	4 x M8
132S	200	165	130	38	80	392	475	235	172	45°	4 x M10
132M	200	165	130	38	80	412	495	235	172	45°	4 x M10

B5 'D' FACE



MOTOR FRAME SIZE	Øg6	Øm	Øn	Ød	e	ko*	kbr*	Øg	g1*	m	Øs
63	140	115	95	11	23	218	263	122	96	45°	4 x M8
71	160	130	110	14	30	221	265	138	102	45°	4 x M8
80A	200	165	130	19	40	239	291	157	125	45°	4 x M10
80B	200	165	130	19	40	248	300	157	125	45°	4 x M10
90S	200	165	130	24	50	260	312	177	133	45°	4 x M10
90L	200	165	130	24	50	275	327	177	133	45°	4 x M10
100L	250	215	180	28	60	310	370	197	144	45°	4 x M12
112M	250	215	180	28	60	325	399	219	155	45°	4 x M12
132S	300	265	230	38	80	392	475	235	172	45°	4 x M12
132M	300	265	230	38	80	412	495	235	172	45°	4 x M12
160M	350	300	250	42	110	455	538	273	282	45°	4 x M16
160L	350	300	250	42	110	500	583	273	282	45°	4 x M16
180M	350	300	250	48	110	557	-	382	307	22.5°	4 x M16
180L	350	300	250	48	110	595	-	382	307	22.5°	4 x M16
200L	400	350	300	55	110	658	-	420	372	-	4 x M16
225S	450	400	350	60	140	671	-	458	427	-	8 x M16
225M	450	400	350	60	140	696	-	458	427	-	8 x M16
250M	550	500	450	65	140	771	-	510	490	-	8 x M16
280S	550	500	450	75	140	837	-	576	520	-	8 x M16
280M	550	500	450	75	140	888	-	576	520	-	8 x M16

* Motor lengths for own brand standard motors. These lengths may vary if alternative motor is fitted.

SERIES K

SELECTION TABLES

GEARED MOTORS

0.12 kW

4 POLE

6 POLE

NOTE

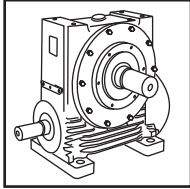
Other output speeds are available using 2 and 8 pole motors - Consult Application Engineering

N2 R/MIN	i	M2 Nm	Fm	N	Unit Designation	Kg	Motor Size
Output Speed	Ratio	Output Torque	Service Factor	Overhung Load	Column Entry <input type="text" value="1"/> Through <input type="text" value="20"/> Spaces to be filled when entering order	Weight of base mount unit	
163	8.33	6	20.32	4300	K 0 3 3 2 8 . 0 _ M _ _ _ _ . 1 2 A - -	20.5	63
121	11.25	9	16.96	4730	1 1 .		
106	12.8	10	15.63	4930	1 2 .		
94	14.5	11	14.46	5130	1 4 .		
73	18.54	15	12.19	5550	1 8 .		
68	19.98	16	11.57	5680	2 0 .		
54	25.23	20	9.77	6000	2 5 .		
48	28.6	23	8.91	6000	2 8 .		
42	32.68	26	8.13	6000	3 2 .		
37	36.35	29	7.5	6000	3 6 .		
34	40.08	32	6.9	6000	4 0 .		
31	44.11	35	6.27	6000	4 5 .		
26	51.68	41	5.36	6000	5 0 .		
22	62	50	4.47	6000	6 3 .		
19	72.27	58	3.85	6000	7 1 .		
17	80.3	64	3.46	6000	8 0 .		
14	96.7	78	2.38	6000	1 0 0		
12	110.83	89	1.78	6000	1 1 2		
11	125.96	101	1.54	6000	1 2 5		
11	127.79	99	2.27	6000	K 0 3 5 2 1 2 5 _ M _ _ _ _ . 1 2 A - -	29.5	63
9.4	145.34	112	1.99	6000	1 4 0		
8.3	164.66	127	1.76	6000	1 6 0		
6.5	210.58	163	1.37	6000	2 0 0		
6	226.95	176	1.27	6000	2 5 0		
4.7	286.52	222	1.01	6000	2 8 0		
4.2	324.82	252	0.89	6000	3 2 0		
9.2	147.98	115	3.83	6000	K 0 4 5 2 1 4 0 _ M _ _ _ _ . 1 2 A - -	34.5	63
8	170.21	131	3.35	6000	1 6 0		
6.8	199.9	155	2.83	6000	2 0 0		
5.3	257.59	200	2.2	6000	2 5 0		
4.8	284.33	219	2.01	6000	2 8 0		
4.2	322.4	251	1.75	6000	3 2 0		
3.8	355.03	277	1.59	6000	3 6 0		
3.3	407.03	318	1.39	6000	4 0 0		
3	448.23	349	1.26	6000	4 5 0		
2.7	508.14	396	1.11	6000	5 0 0		
2.3	580.67	453	0.97	6000	5 6 0		
2.1	645.94	503	0.88	6000	6 3 0		
104	8.33	10	14.12	4860	K 0 3 3 2 8 . 0 _ M _ _ _ _ . 1 2 C - -	20.5	63
77	11.25	14	11.86	5330	1 1 .		
68	12.8	16	10.88	5550	1 2 .		
60	14.5	18	10.04	5770	1 4 .		
47	18.54	23	8.46	6000	1 8 .		
44	19.98	25	8.01	6000	2 0 .		
34	25.23	32	6.8	6000	2 5 .		
30	28.6	36	6.17	6000	2 8 .		
27	32.68	41	5.4	6000	3 2 .		
24	36.35	46	4.87	6000	3 6 .		
22	40.08	51	4.41	6000	4 0 .		
20	44.11	56	4.01	6000	4 5 .		
17	51.68	65	3.43	6000	5 0 .		
14	62	78	2.86	6000	6 3 .		
12	72.27	91	2.45	6000	7 1 .		
11	80.3	101	2.21	6000	8 0 .		
9	96.7	122	1.52	6000	1 0 0		
7.8	110.83	139	1.14	6000	1 1 2		
6.9	125.96	158	0.99	6000	1 2 5		
6.8	127.79	156	1.44	6000	K 0 3 5 2 1 2 5 _ M _ _ _ _ . 1 2 C - -	29.5	63
6	145.34	177	1.26	6000	1 4 0		
5.3	164.66	201	1.12	6000	1 6 0		
4.1	210.58	257	0.87	6000	2 0 0		
3.8	226.95	277	0.81	6000	2 5 0		
8.2	105.69	133	3.25	6000	K 0 4 3 2 1 1 2 _ M _ _ _ _ . 1 2 C - -	26.5	63
7.2	120.15	151	2.92	6000	1 2 5		
6.5	134.38	164	2.68	6000	K 0 4 5 2 1 2 5 _ M _ _ _ _ . 1 2 C - -	34.5	63
5.9	147.98	181	2.43	6000	1 4 0		
5.1	170.21	207	2.12	6000	1 6 0		
4.4	199.9	245	1.8	6000	2 0 0		
3.4	257.59	316	1.4	6000	2 5 0		
3.1	284.33	346	1.27	6000	2 8 0		
2.7	322.4	396	1.11	6000	3 2 0		
2.5	355.03	435	1.01	6000	3 6 0		
2.1	407.03	499	0.88	6000	4 0 0		
1.9	448.23	550	0.8	6000	4 5 0		

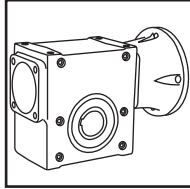
SERIES K

PRODUCTS IN THE RANGE

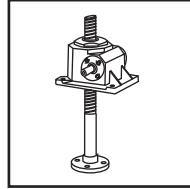
Serving an entire spectrum of mechanical drive applications from food, energy, mining and metal; to automotive, aerospace and marine propulsion, we are here to make a positive difference to the supply of drive solutions.



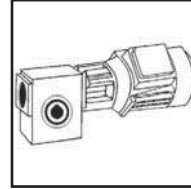
Series A
Worm Gear units
and geared motors
in single & double
reduction types



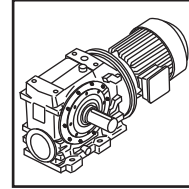
Series B
Conex helicoidal
gear geometry right
angle gearmotors
and reducers



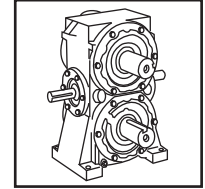
Series BD
Screwjack worm
gear unit



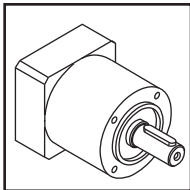
Series BS
Worm gear unit



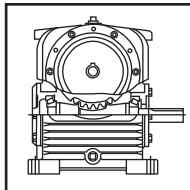
Series C
Right angle drive
helical worm geared
motors & reducers



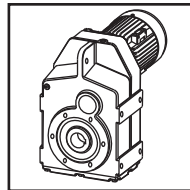
DuoDrive
Dual gears on
parallel output
shafts



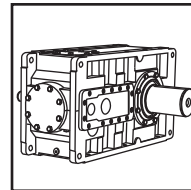
Series E
Economical
planetary servo
gearboxes



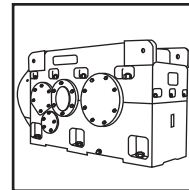
Extruder Drive
Rugged duty
reducer takes high
screw pressure



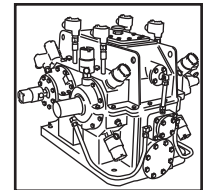
Series F
Parallel angle
helical bevel helical
geared motors &
reducers



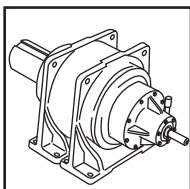
Series G
Helical parallel shaft
& bevel helical right
angle drive gear
units



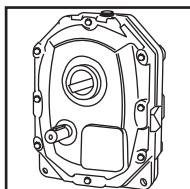
Series H
Large helical
parallel shaft &
bevel helical right
angle drive units



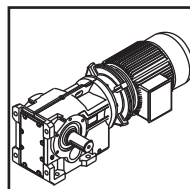
HighSpeed
Helical parallel shaft
high speed units



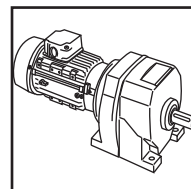
HTP
High torque
planetary gear units



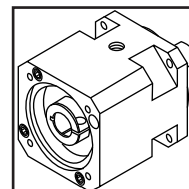
Series J
Shaft mounted
helical speed
reducers



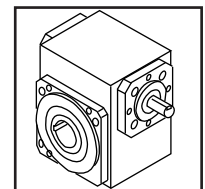
Series K
Right angle helical
bevel helical geared
motors & reducers



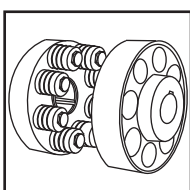
Series M
In-line helical
geared motors &
reducers



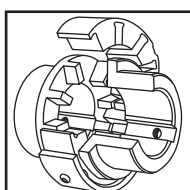
Series P
Precision planetary
servo gearboxes



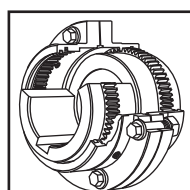
Series W
Precision right angle
servo gearboxes



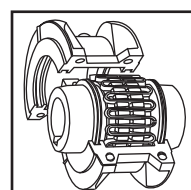
**Series X
Cone Ring**
Pin and bush
elastomer coupling



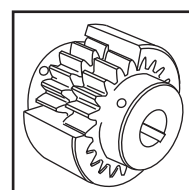
**Series X
Flexiwrap**
Double flexing
elastomer coupling



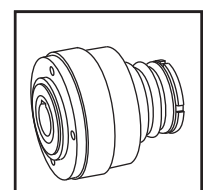
**Series X
Gear**
Torsionally rigid,
high torque coupling



**Series X
Grid**
Double flexing steel
grid coupling



**Series X
Nylicon**
Gear coupling with
nylon sleeve



**Series X
Torque Limiter**
Overload protection
device

GENERAL DESCRIPTION

Series K

Series K right angle drive helical bevel helical geared motors offer ratios from 8 : 1 to 160 : 1 in three stages or up to 10,000 : 1 in five stages and 36,000 : 1 in 6 stages. Motors are available up to 90kW and output torque capacity up to 12,300Nm. The Series K geared motor is designed with integral cast feet for base or end mounting and can be offered with single or double extended output shafts. Units are also available shaft mounted or with output flanges and are available for mounting horizontally or vertically. The units can also be offered with a bolt on torque reaction bracket and all variants are available either motorised or with an input shaft assembly.

Adding to the range of geared motors this product takes advantage of our many years of accumulated design expertise together with the use of high quality materials and components. The end result is a series of speed reducing geared motors offering high load carrying capacities, increased efficiency, quiet running and reliability.

The range includes:

9 sizes of unit
K03, K04, K05, K06, K07, K08, K09, K10 and K12.

Version B - standard unit with feet
Version F or H - standard unit with output flange
Version T or Q - standard unit with torque bracket

Unit Types:

Unit type M - Motorised with IEC standard motor
Unit type N - Motorised with NEMA standard motor
Unit type H - Motorised with high efficiency motor (EFF1 or EPACT)
Unit type E - Motorised with NEMA high efficiency motor (EPACT)
Unit type G - Unit to allow fitting of IEC motor
Unit type A - Unit to allow fitting of NEMA motor
Unit type R - Reducer unit
Unit type S - Reducer unit with fan kit
Unit type W - Reducer unit with backstop CCW rotation
Unit type X - Reducer unit with backstop CW rotation
Unit type Y - Reducer unit with fan and backstop CW rotation
Unit type Z - Reducer unit with fan and backstop CCW rotation

Design Features Include:

Patented standard motor connection (IEC or NEMA)

Ability to fit double oil seals, on output shaft or reducer input shaft as required.

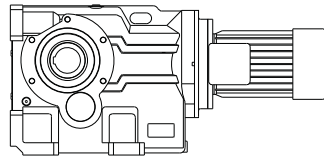
All units are dimensionally interchangeable with other major European manufacturers

Braked geared motors are available as standard

Units are manufactured and assembled from a family of modular kits for distributor friendliness minimising inventory and maximising availability

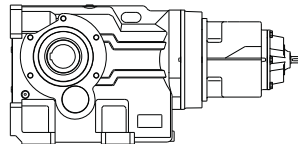
Motorised units can be fitted with a backstop module and reducer units can be fitted with a backstop and fan.

As improvements in design are being made continually this specification is not to be regarded as binding in detail and drawings and capacities are subject to alteration without notice. Certified drawings will be sent on request.



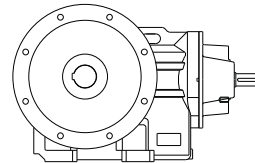
Motorised
Triple reduction
Standard unit with feet

* K 0 8 3 2 5 0 . B M C - 1 B 7 . 5 A - -



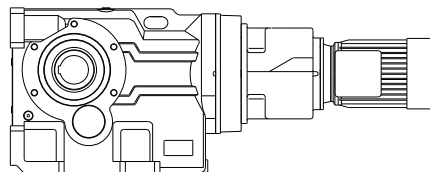
Reducer
Quintuple reduction
Standard unit with feet

* K 0 8 5 2 1 2 C B R C - 1 - - - - -



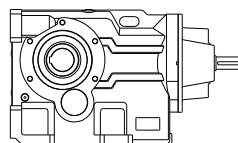
Reducer
Triple reduction
Standard unit with output flange on left

* K 0 9 3 1 5 0 . F R H - 1 - - - - -



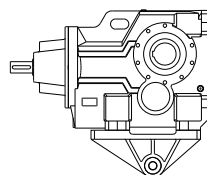
Motorised
Quintuple reduction
Standard unit with feet

* K 0 8 5 2 1 2 C B M C - 1 B . 2 5 A - -



Reducer
Triple reduction
Standard unit with feet

* K 0 8 3 2 5 0 . B R C - 1 - - - - -



Reducer
Triple reduction
Standard unit with torque bracket

* K 0 8 3 2 5 0 . T R H - 1 - - - - -

* Typical unit designations

SERIES K

UNIT DESIGNATIONS

Gearbox Codes													Motor Codes						
Series	Size of Unit			No of Reductions	Revision Version	Nominal Overall Ratio			Unit Version	Type of Unit	Output Shaft	Motor Adaptor	Mounting Position	Geared Motor Power	No of Motor Poles	Additional Motor Features	Additional Gearbox Features		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
K																			
K	0	8	3	2	5	0	.	B	M	C	G	1	D	4	-	0	A	-	-

Example

20 - Additional Gearbox Features
Double Oil Seal, Motorised Backstop etc

e.g. See Page 18

19 - Additional Motor Features

e.g. See Page 17

For Types Without Motor Enter

18 - No of Motor Poles

No motor

	50 Hz		60 Hz	
4 Pole (Std) 1500 rpm	<input type="text" value="A"/>	1800 rpm	<input type="text" value="B"/>	
4 Pole (High) 1500 rpm	<input type="text" value="K"/>	1800 rpm	<input type="text" value="L"/>	
6 Pole (Std) 1000 rpm	<input type="text" value="C"/>	1200 rpm	<input type="text" value="D"/>	
6 Pole (High) 1000 rpm	<input type="text" value="M"/>	1200 rpm	<input type="text" value="N"/>	
2 Pole 3000 rpm	<input type="text" value="E"/>	3600 rpm	<input type="text" value="F"/>	
8 Pole 750 rpm	<input type="text" value="G"/>	900 rpm	<input type="text" value="H"/>	

Dual speed or special motor

15, 16, 17 - Geared Motor Powers

Motor Power Required

e.g.

For reducer and non standard motor types enter

13, 14 - Mounting Position

e.g. See Page 12

12 - Motor Adaptor For Unit Types Column 10 Entries M, N, H, E, G or A
See Pages 9 and 10

For All Other Types Enter

11 - OUTPUT SHAFT

Standard Single Extension on Left ** on Right **

Standard Double Extension

Standard Hollow Shaft

Standard Shrink Disc on Left ** on Right ***

** Non Standard Handing - Consult Application Engineering

*** Standard Handing

1 - Series K

Range

2, 3 - Size of Unit

Through

4 - No of Reductions

Through

5 - Revision Version

For Sizes 03 to 08

For Sizes 09 to 12

6, 7, 8 - Nominal Overall Ratio

e.g.

9 - Unit Version

Standard Unit with Feet

STD Unit with Output Flange on Left ** on Right **

STD Unit with Torque Bracket on Left ** on Right **

10 - Type of Unit

- Motorised with IEC standard motor
- Motorised with NEMA standard motor
- Motorised with IEC high efficiency motor (EFF1 or EPACT)
- Motorised with NEMA high efficiency motor (EPACT)
- Unit to allow fitting of IEC motor (non customer motor)
- Unit to allow fitting of NEMA motor (non customer motor)
- Reducer unit
- Reducer unit with fan kit
- Reducer unit with backstop CCW rotation
- Reducer unit with backstop CW rotation
- Reducer unit with fan and backstop CW rotation
- Reducer unit with fan and backstop CCW rotation

* This Page May Be Photocopied Allowing The Customer To Enter Their Order

** Looking on Inputshaft Mounting Position 1 (See page 13 for unit handings)

*** Bushing must be ordered separately (See page 87)

SERIES K

EXPLANATION & USE OF RATINGS & SERVICE FACTORS

Gear unit selection is made by comparing actual loads with catalogue ratings. Catalogue ratings are based on a standard set of loading conditions, whereas actual load conditions vary according to type of application. Service Factors are therefore used to calculate an equivalent load to compare with catalogue ratings.

i.e. Equivalent Load = Actual Load x Service Factor

Mechanical ratings and service factors Fm and Fs

Mechanical ratings measure capacity in terms of life and/or strength, assuming 10 hr/day continuous running under uniform load conditions.

Catalogue ratings allow 100% overload at starting, braking or momentarily during operation up to 10 hours per day.

The unit selected must therefore have a catalogue rating at least equal to half maximum overload.

Mechanical Service Factor Fm (Table 1) is used to modify the actual load according to daily operating time, and type of loading.

Load characteristics for a wide range of applications are detailed in Table 3 opposite, which are used in deciding the appropriate Service Factor Fm from Table 1.

If overloads can be calculated, or accurately assessed, actual loads should be used instead of Fm.

For units subjected to frequent stop/starts overloads in excess of 10 times/day multiply factor Fm x Factor Fs (table 2).

For applications where units are to operate in extremely dusty or moist/humid atmospheres unit selection should be referred to application engineering.

Table 1. Mechanical Service Factor (Fm)

Prime mover	Duration of service- hrs per day	Load classification-driven machine		
		Uniform mass acceleration factor ≤ 0.2	Moderate mass acceleration factor ≤ 3	Heavy mass acceleration factor ≤ 10
Electric motor, steam turbine or hydraulic motor	Under 3	0.80	1.00	1.50
	3 to 10	1.00	1.25	1.75
	Over 10	1.25	1.50	2.00
Multi-cylinder internal combustion engine	Under 3	1.00	1.25	1.75
	3 to 10	1.25	1.50	2.00
	Over 10	1.50	1.75	2.25
Single cylinder internal combustion engine	Under 3	1.25	1.50	2.00
	3 to 10	1.50	1.75	2.25
	Over 10	1.75	2.00	2.50

Mass acceleration factor = $\frac{\text{all external moments of inertia}^*}{\text{moment of inertia of driving motor}}$

* calculated with reference to the motor speed

Table 2. Number of Starts Factor (Fs)

Start / Stops per hour (1)	Up to 1	5	10	40	60	≥ 200
Factor Fs	1.00	1.03	1.06	1.10	1.15	1.20

Note: (1) Intermediate values are obtained by linear interpolation

SERIES K

SELECTION PROCEDURE FOR MOTORISED UNITS

EXAMPLE APPLICATION DETAILS

Absorbed power of driven machine = 13kW
 Output speed of gearbox or Input speed of machine = 44rev/min
 Application = Uniformly loaded belt conveyor
 Duration of service (hours per day) = 24hrs
 Mounting position = 1
 Ambient temperature = 20°C
 Running time (%) = 100%

1 DETERMINE MECHANICAL SERVICE FACTOR (Fm)

Refer to Load Classification by Application, table 3, page 4

Application = Uniformly loaded belt conveyor

Conveyors-uniformly loaded or fed		U = Uniform load
apron assembly	U	
belt	U	
bucket chain	U	

Refer to mechanical service factor (Fm), table 1, page 3

Duration of service (hours per day) = 24hrs

Prime mover	Duration of service-hrs per day	Load classification-drive	
		Uniform	Moderate Shock
Electric motor, steam turbine or hydraulic motor	Under 3	0.80	1.00
	3 to 10	1.00	1.25
	Over 10	1.25	1.50

Therefore mechanical service factor (Fm) = 1.25

2 DETERMINE REQUIRED OUTPUT TORQUE AT GEARBOX OUTPUT SHAFT

$$\text{Absorbed output torque} = \frac{\text{Absorbed power} \times 9550}{\text{Gearbox output speed}}$$

$$\frac{13 \times 9550}{43} = 2887 \text{ Nm}$$

3 SELECT GEARED MOTOR

Refer to selection table one motor size larger than absorbed power.

Absorbed power = 13kW, therefore refer to 15kW selection table, page 51

Always select from 4 POLE selection table in the first instance as this offers a more economical solution.

Required output speed of gearbox = 43 rev/min

15 kW	N2 R/MIN	i	M2 Nm	Fm	N	UNIT DESIGNATION	Kg	Motor Frame Size
	Output Speed	Ratio	Output Torque	Service Factor	Overhung Load	Column Entry <input type="text" value="1"/> Through <input type="text" value="20"/> Spaces to be filled when entering order	Weight of Base Mount Unit	
4 POLE	181	8.03	757	3.39	34000	K 0 9 3 1 8 . 0 _ M _ _ _ 1 5 . A _ _	272	160L
	97	14.94	1408	2.68	34000	1 6 .		
	81	17.93	1700	2.05	34000	1 8 .		
	73	20.03	1893	1.88	34000	2 0 .		
	67	21.61	2040	2.03	34000	2 2 .		
	60	24.14	2280	1.85	34000	2 5 .		
	52	27.78	2621	1.44	34000	2 8 .		
	46	31.67	3005	1.26	34000	3 2 .		
	43	33.47	3162	1.33	34000	3 6 .		
	38	38.16	3596	1.17	34000	4 0 .		

Go to point 4

SERIES K

SELECTION PROCEDURE FOR MOTORISED UNITS

4 CHECK OUTPUT TORQUE

Output torque (M2) of selected unit must be equal or more than required output torque at gearbox outputshaft.

Required output torque at gearbox outputshaft = 2887 Nm

15 kW	N2 R/MIN	i	M2 Nm	Fm	N	UNIT DESIGNATION	Kg	
	Output Speed	Ratio	Output Torque	Service Factor	Overhung Load	Column Entry <input type="text" value="1"/> Through <input type="text" value="20"/> Spaces to be filled when entering order	Weight of Base Mount Unit	Motor Frame Size
4 POLE	181	8.03	757	3.39	34000	K 0 9 3 1 8 . 0 _ M _ _ _ _ 1 5 . A - -	272	160L
	97	14.94	1408	2.68	34000	1 6 .		
	81	17.93	1700	2.05	34000	1 8 .		
	73	20.03	1893	1.88	34000	2 0 .		
	67	21.61	2040	2.03	34000	2 2 .		
	60	24.14	2280	1.85	34000	2 5 .		
	52	27.78	2621	1.44	34000	2 8 .		
	46	31.67	3005	1.26	34000	3 2 .		
	43	33.47	3162	1.33	34000	3 6 .		
	38	38.16	3596	1.17	34000	4 0 .		

Selected unit's output torque (M2) = 3162 Nm, therefore unit is acceptable

5 CHECK SERVICE FACTOR

Service factor (Fm) of selected unit must be equal or more than required service factor.

Required service factor of gearbox = 1.25

15 kW	N2 R/MIN	i	M2 Nm	Fm	N	UNIT DESIGNATION	Kg	
	Output Speed	Ratio	Output Torque	Service Factor	Overhung Load	Column Entry <input type="text" value="1"/> Through <input type="text" value="20"/> Spaces to be filled when entering order	Weight of Base Mount Unit	Motor Frame Size
4 POLE	181	8.03	757	3.39	34000	K 0 9 3 1 8 . 0 _ M _ _ _ _ 1 5 . A - -	272	160L
	97	14.94	1408	2.68	34000	1 6 .		
	81	17.93	1700	2.05	34000	1 8 .		
	73	20.03	1893	1.88	34000	2 0 .		
	67	21.61	2040	2.03	34000	2 2 .		
	60	24.14	2280	1.85	34000	2 5 .		
	52	27.78	2621	1.44	34000	2 8 .		
	46	31.67	3005	1.26	34000	3 2 .		
	43	33.47	3162	1.33	34000	3 6 .		
	38	38.16	3596	1.17	34000	4 0 .		

Selected unit's service factor (Fm) = 1.33, therefore unit is acceptable.

6 CHECK OVERHUNG LOADS

If sprocket, gear, etc is mounted on the outputshaft then refer to Overhung Loads Procedure, page 65, and compare with allowable overhung load (N) of selected unit

Allowable overhung load (N) must be equal or more than calculated overhung load (P)

15 kW	N2 R/MIN	i	M2 Nm	Fm	N	UNIT DESIGNATION	Kg	
	Output Speed	Ratio	Output Torque	Service Factor	Overhung Load	Column Entry <input type="text" value="1"/> Through <input type="text" value="20"/> Spaces to be filled when entering order	Weight of Base Mount Unit	Motor Frame Size
4 POLE	181	8.03	757	3.39	34000	K 0 9 3 1 8 . 0 _ M _ _ _ _ 1 5 . A - -	272	160L
	97	14.94	1408	2.68	34000	1 6 .		
	81	17.93	1700	2.05	34000	1 8 .		
	73	20.03	1893	1.88	34000	2 0 .		
	67	21.61	2040	2.03	34000	2 2 .		
	60	24.14	2280	1.85	34000	2 5 .		
	52	27.78	2621	1.44	34000	2 8 .		
	46	31.67	3005	1.26	34000	3 2 .		
	43	33.47	3162	1.33	34000	3 6 .		
	38	38.16	3596	1.17	34000	4 0 .		

NOTE: If any of the following conditions occur then consult Application Engineering:-

- a) Inertia of the Driven Machine (Referred to motor speed) >10 b) Ambient temperature is above 40°C
 Inertia of Gear Unit plus Motor

SERIES K

LUBRICATION

K03,K04,K05,K06,& K07 Units & Primary Units used for Quintuple Reduction, are supplied factory filled with EP mineral oil (Grade 6E) appropriate to the intended mounting position. If the unit is supplied without lubricant the unit must be filled with the correct lubricant and quantity as listed below:

K08,K09,K10,& K12 Units, require filling with EP mineral oil (Grade 6E)

Lubricant quantities are approximate fill until oil escapes from the level plug hole, fit ventilator plug (when supplied) in the appropriate position for the required mounting position (see installation and maintenance instructions)

LUBRICATION CHANGE PERIOD

- Sizes 03, 04 and 05 are filled for life.
- All other sizes of Series K will require an oil change:
 - 10,000 hours for mineral oil
 - 20,000 hours for synthetic oil

TEMPERATURE LIMITATIONS

The standard lubricant is suitable for operation in ambient temperatures of 0° to 35°C, outside of this consult Table 1 or consult Application Engineering.

TABLE 1 OIL GRADES

LUBRICANT	AMBIENT TEMPERATURE RANGE		
	-5°C to 20°C (type E) -30°C to 20°C (type H)	0°C to 35°C	20°C to 50°C
EP Mineral Oil (type E)	5E (VG 220)	6E (VG 320)	7E (VG 460)
Polyalphaolefin based Synthetic (type H)	5H (VG 220)	5H (VG 220)	6H (VG 320)

Lubricant Quantities (Litres)

TRIPLE REDUCTION										
Unit Size	K0332	K0432	K0532	K0632	K0732	K0832	K0931	K1031	K1231	
MOUNTING POSITION	1	0.5	0.7	1.1	1.5	2.7	4.4	9.3	15	23
	2	0.7	0.9	1.5	1.8	3.6	3.7	8.3	15	27
	3	0.8	1.1	1.7	2.8	4.0	7.6	18	28	33
	4	1.0	1.3	1.9	2.7	4.5	7.5	17	30	39
	5	1.2	1.7	2.5	3.6	5.7	9.6	21	34	50
	6	0.9	1.2	2.0	2.6	4.5	7.6	16	25	35

QUINTUPLE REDUCTION											
Unit Size	K0352		K0452		K0552		K0652		K0752		
	Primary	Secondary	Primary	Secondary	Primary	Secondary	Primary	Secondary	Primary	Secondary	
	M0122	K0332	M0122	K0432	M0322	K0532	M0322	K0632	M0322	K0732	
MOUNTING POSITION	1	0.5	0.5	0.5	0.7	0.8	1.1	0.8	1.5	0.8	2.7
	2	0.5	0.7	0.5	0.9	0.8	1.5	0.8	1.8	0.8	2.7
	3	0.5	0.8	0.5	1.1	0.8	1.7	0.8	2.8	0.8	2.7
	4	0.5	1.0	0.5	1.3	0.8	1.9	0.8	2.7	0.8	2.7
	5	0.7	1.2	0.7	1.7	1.1	2.5	1.1	3.6	1.1	5.7
	6	1.0	0.9	1.0	1.2	1.4	2.0	1.4	2.6	1.4	4.5

QUINTUPLE REDUCTION..CONT									
Unit Size	K0852		K0951		K1051		K1251		
	Primary	Secondary	Primary	Secondary	Primary	Secondary	Primary	Secondary	
	M0522	K0832	M0522	K0931	M0722	K1031	M0722	K1231	
MOUNTING POSITION	1	1.5	4.4	1.5	9.3	2.6	15	2.6	23
	2	1.5	3.7	1.5	8.3	2.6	15	2.6	27
	3	1.5	7.6	1.5	18	2.6	28	2.6	33
	4	1.5	7.5	1.5	17	2.6	30	2.6	39
	5	2.0	9.6	2.0	21	3.2	34	3.2	50
	6	2.6	7.6	2.6	16	4.7	25	4.7	35

* NOTE: Units filled with Grade 6E lubricant suitable for all ambient temperatures between 0°C and 35°C

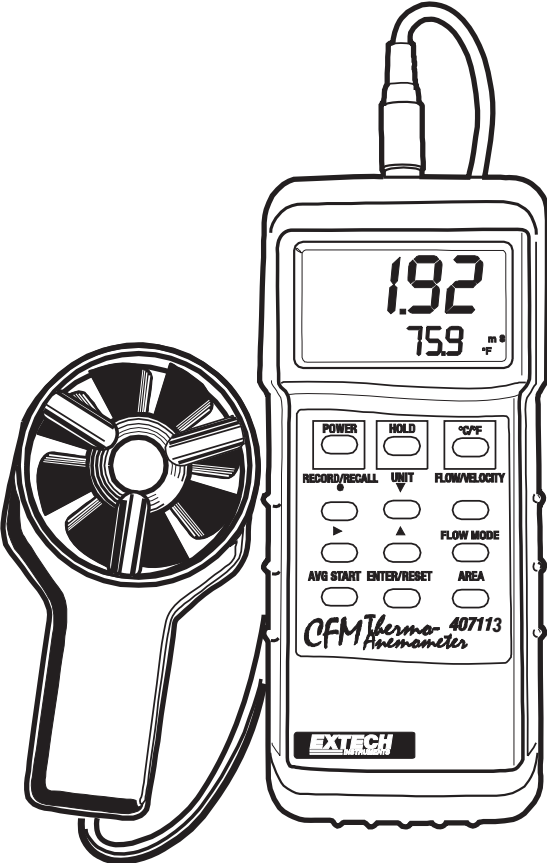
ANEXO C

MANUAL DE INSTRUMENTOS:



Termo Anemómetro PCM Servicio pesado

Modelo 407113



Garantía

EXTECH INSTRUMENTS CORPORATION garantiza este instrumento libre de defectos en partes o mano de obra durante un año a partir de la fecha de embarque (se aplica una garantía limitada a seis meses para los cables y sensores). Si fuera necesario regresar el instrumento para servicio durante o después del periodo de garantía, llame al Departamento de Servicio a Clientes al teléfono (781) 890-7440 ext. 210 para solicitar autorización. 210 para autorización o visite nuestra página en Internet en www.extech.com (haga clic en 'Contact Extech' y visite 'Service Department' para solicitar un número RA). Se debe otorgar un número de Autorización de Retorno (RA) antes de regresar cualquier producto a Extech. El remitente es responsable de los gastos de embarque, flete, seguro y empaque apropiado para prevenir daños en tránsito. Esta garantía no se aplica a defectos que resulten por acciones del usuario como mal uso, alambrado inapropiado, operación fuera de las especificaciones, mantenimiento o reparaciones inapropiadas o modificaciones no autorizadas. Extech específicamente rechaza cualesquier garantías implícitas o factibilidad de comercialización o aptitud para cualquier propósito determinado y no será responsable por cualesquier daños directos, indirectos, incidentales o consecuentes. La responsabilidad total de Extech está limitada a la reparación o reemplazo del producto. La garantía precedente es inclusiva y no hay otra garantía ya sea escrita u oral, expresa o implícita.

Introducción

Felicitaciones por su compra del medidor 407113 PCM de Extech. Este medidor manual indica flujo de aire (PCM) con área o velocidad del aire con temperatura en pantalla LCD doble de 10.000 cuentas (0 a 9999). Otras funciones incluyen registro/recuperación MIN/MÁX, interfase RS-232 para PC y retención de datos. El sensor metálico de la veleta ofrece gran resistencia y durabilidad para alta temperatura comparado con dispositivos similares. El uso cuidadoso de este medidor le proveerá muchos años de servicio confiable.

Especificaciones

Indicador	Doble indicador LCD multifunción de 10.000 cuentas (0 a 9999)
Medidas	Velocidad del aire: m/s, km/h, ft/min, nudos, mph;
Flujo de aire:	MCM (m ³ /min) y PCM (ft ³ /min); Temperatura: °C y °F
Retención de datos	Congela la lectura indicada
Tasa de muestreo	Una (1) lectura por segundo
Sensores	Sensor de velocidad/flujo del aire: Brazos metálicos de veleta en ángulo con rodamiento de baja fricción. Temp. Sensor: Termistor de precisión
MIN/MÁX	Registra/Recupera la lectura más alta y más baja
Apagado automático	Apagado automático después de 15 minutos
Interfase para PC	Comunicación RS-232 Serial (flujo de datos de 16 bits)
Indicación de sobre escala	1 ___ aparece en la LCD
Indicación de batería débil	LBT aparece en la LCD
Fuente de energía	Batería 9V (consumo 8,3mA aprox.)
Condiciones de operación	Medidor: 0 a 50°C (32 a 122°F); 80% RH máx. Sensor: 0 a 80°C (32 a 175°F)
Dimensiones / Peso	Instrumento principal: 180 x 72 x 32mm (7,1 x 2,8 x 1,3")
Cabeza del sensor	72mm (2,8") diámetro
Peso	(0.84 lbs.) (381g) para medidor y sensor

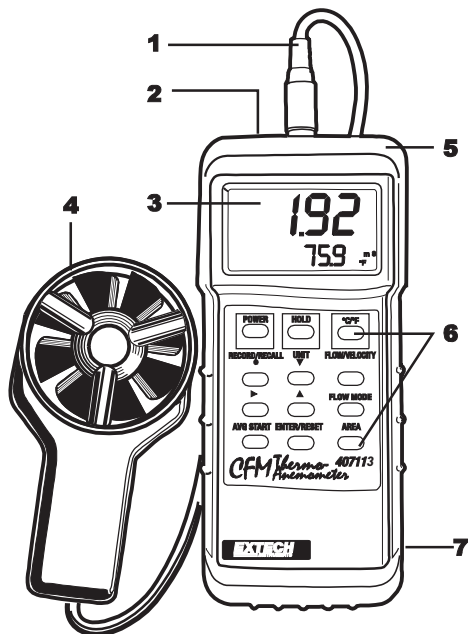
Especificaciones de escala

Mediciones de velocidad del aire	Escala	Resolución	Precisión (% lectura)
m/s (metros por segundo)	0,50 – 35,0 m/s	0.01 m/s < 10 0.1 m/s > 10	± (2% + 0.2m/s)
km/h (kilómetros por hora)	1,8 – 126,0 km/h	0,1 km/h	± (2% + 0.8km/h)
ft/min (pies por minuto)	100 - 6890 ft/min	ft/min	± (2% + 40ft/min)
mph (millas por hora)	1,1 – 78,3 mph	0,1 mph	± (2% + 0.4m/h)
nudos (millas náuticas por hora)	1,0 a 68,0 nudos	0,1 nudos	± (2% + 0.4nudos)
Medición del flujo del aire	Escala	Resolución	Área
MCM (metros cúbicos por minuto)	0-999.900 m ³ /min	0,001 a 100	0 a 9.999m ²
PCM (pies cúbicos por minuto)	0-999.900 ft ³ /min	0,001 a 100	0 a 9.999ft ²
Temperatura del aire	Escala	Resolución	Precisión
	0 a 80°C (32 a 175°F)	0,1° F/C	0,8°C (1,5°F)


Descripción del medidor

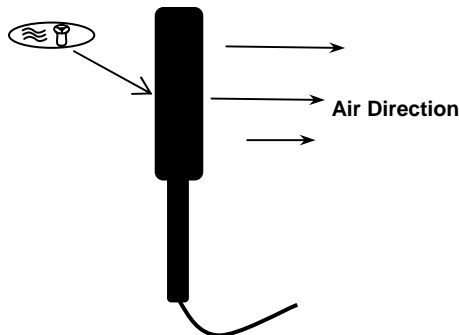
1. Entrada del sensor
2. Enchufe para interfase RS-232 para PC
3. Pantalla LCD
4. Vane
5. Funda de hule
6. Teclado
7. Compartimiento de la batería (atrás)

Nota: Para entrar en el compartimento posterior de la batería, quite primero la funda de hule que envuelve al medidor.



Mediciones de velocidad del aire

1. Inserte el sensor en el enchufe en la parte superior del medidor.
2. Encienda el medidor presionando el botón POWER.
3. Seleccione la función VELOCITY usando el botón FLOW / VELOCITY. La pantalla LCD indicará **VEL** al seleccionar el modo velocidad.
4. Seleccione las unidades de temperatura deseadas usando el botón selector C/F. La pantalla LCD reflejará la unidad seleccionada.
5. Seleccione las unidades de velocidad del aire deseadas usando el botón UNIT. La pantalla LCD reflejará la unidad seleccionada.
6. Coloque el sensor en la corriente aérea para ser medido con el símbolo  en el lado del entrada de la veleta (ve esquema).
7. Vea las lectura de velocidad y temperatura del aire en la pantalla LCD. La gran pantalla LCD principal indica la lectura de velocidad del aire. La pantalla LCD inferior indica la lectura de la temperatura.



Retención de datos

1. Al tomar medidas, presione el botón HOLD para congelar la lectura en la LCD.
2. El indicador **HOLD** aparecerá en pantalla cuando esté en modo de retención de datos.
3. Presione HOLD de nuevo para regresar a operación normal.

Registro de máximos y mínimos

El 407113 permite al usuario registrar y ver la lectura más alta (MAX) y más baja (MIN).

1. Presione una vez el botón RECORD/RECALL. En la pantalla aparecerá el indicador **REC** y el medidor iniciará el registro de valores MÁX y MIN.
2. Presione el botón RECORD/RECALL para detener el registro de MÁX / MIN y mostrar la lectura máxima. En la pantalla LCD aparecerá el indicador **MÁX** junto con la lectura
3. Presione de nuevo el botón RECORD/RECALL para ver el valor mínimo. En la pantalla LCD aparecerá el indicador **MIN** junto con la lectura mínima.
4. Para regresar a operación normal, presione y sostenga el botón RECORD/RECALL durante aprox. 3 segundos. De la pantalla desaparecerán los indicadores REC, MAX, y MIN.

NOTA: Al poner el medidor en modo RECORD/RECALL presionando el botón RECORD/RECALL desactivará la función de APAGADO AUTOMÁTICO.

NOTA: Cuidado con el sensor. Si las paletas metálicas del sensor están dañados o torcidos pueda resultar en lecturas erradas

Medición del flujo del aire (MCM / PCM)

1. Inserte el sensor en el enchufe en la parte superior del medidor.
2. Encienda el medidor presionando el botón POWER.
3. Seleccione el modo flujo (FLOW) con el botón FLOW/VELOCITY. La pantalla LCD indicará **FLOW CFM** o **FLOW CMM** cuando ha seleccionado la función de flujo.
4. Seleccione las unidades de flujo de aire que desee: MCM (metros cúbicos por minuto) o PCM (pies cúbicos por minuto) usando el botón UNIT. La pantalla LCD reflejará la selección.
5. Mida las dimensiones del conducto o ventila y calcule el área en pies o metros cuadrados

Nota: Si las dimensiones son medidas en pulgadas (o cm), convierta a pies (o metros) antes de calcular el área.

6. Presione el botón **ÁREA** para introducir el área en m^2 o ft^2 . Use el botón **▲** para aumentar el dígito destellante, use el botón **▼** para disminuir el dígito destellante, use el botón **▶** para seleccionar el siguiente dígito y el botón **●** para fijar el punto decimal.
7. Presione el botón **ENTER/RESET** al terminar de introducir el área. La pantalla inferior indicará el área introducida en ft^2 o m^2 . La pantalla LCD principal indica el flujo de aire en PCM (pies cúbicos por minuto) o MCM (metros cúbicos por minuto). Si el PCM o MCM lectura excede de 9999, utilice el multiplicador exhibido X10 o X100 para calcular la lectura.
8. Note que, para medidas de FLUJO, se aplican tres modos: El modo normal, predeterminado, donde se indica el flujo real y dos modos descritos a continuación en **2/3 Flujo MÁX** y **Flujo AVG**.

Nota: La función de temperatura no está activa en modo FLUJO.

Modo Flujo 2/3V MÁX

En este modo el medidor indicará dos-tercios del flujo medido (Volume). Para entrar a este modo, asegure que el medidor esté en modo FLOW (por medio del botón FLOW/VELOCITY) y enseguida presione el botón de FLOW MODE hasta que en la pantalla aparezca el icono 2/3V MAX. Ahora la indicación de flujo será 2/3 de la medida actual. Para regresar al modo normal del indicador, presione el botón FLOW MODE hasta apagar los iconos 2/3VMAX y AVG.

Modo de flujo AVG (Promedio)

En este modo el medidor indicará el flujo PROMEDIO (AVG) por hasta 20 lecturas. Para entrar a este modo, asegure que el medidor esté en modo FLOW (por medio del botón FLOW/VELOCITY) y enseguida presione el botón de FLOW MODE hasta que en la pantalla aparezca el icono AVG. Ahora, cada vez que presione el botón AVG/START se tomará y promediará una lectura. La pantalla LCD inferior se convierte en un contador de 20 lecturas y con cada lectura tomada aumenta la cuenta. Deje pasar 3 ó 4 segundos entre cada vez que presiona el botón AVG/START para que el contador se actualice. La pantalla LCD principal indica el promedio del valor de flujo de aire. Para regresar al modo normal en pantalla, oprima el botón FLOW MODE hasta que se apague el icono AVG.

Interfaz RS-232 para PC

El 407113 está equipado con un enchufe de 3,5 mm para teléfono (en la parte superior) para conexión a una PC para propósitos de adquisición de datos. Para obtener los cables y el software Windows™ para adquisición de datos, llame a Extech Instruments o a un distribuidor autorizado. Las estructuras para uso se proveen de los paquetes de software/hardware para adquisición de datos.

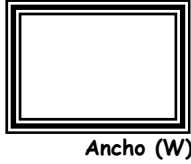
Reemplazo de la batería

Cuando en la pantalla LCD aparezca el icono **LBT**, deberá reemplazar al batería 9V.

1. Quite la funda del hule que protege al medidor
2. Quite la tapa del compartimento de la batería
3. Reemplace la batería de 9V
4. Reinstale la tapa del compartimento de la batería y la funda

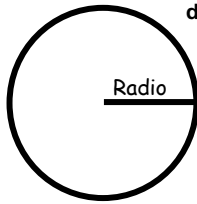
Ecuaciones y conversiones útiles

Ecuación de área para conductos rectangulares o cuadrados



$$\text{Área (A)} = \text{Ancho (W)} \times \text{Altura (H)}$$

Ecuación de área para conductos circulares



$$\text{Área (A)} = \pi \times r^2$$

Donde $\pi = 3,14$ y $r^2 = \text{radio} \times \text{radio}$

Ecuaciones cúbicas

$$\text{PCM (ft}^3/\text{min)} = \text{Velocidad del aire (ft/min)} \times \text{Área (ft}^2)$$
$$\text{MCM (m}^3/\text{min)} = \text{Velocidad del aire (m/min)} \times \text{Área (m}^2 \times 60)$$

NOTA: Medidas tomadas en *pulgadas* deben ser convertidas a *pies* o *metros* antes de usar la formula anterior.

Tabla de de conversión de unidades de medida

	m/s	ft/min	nudos	km/h	1 MPH
m/s	1	196,87	1,944	3,6	2,24
ft/min	0,00508	1	0,00987	0,01829	0,01138
1 nudo	0,5144	101,27	1	1,8519	1,1523
km/h	0,2778	54,69	0,54	1	0,6222
1 MPH	0,4464	87,89	0,8679	1,6071	1

Servicios de reparación y calibración

Extech ofrece **servicios completos de reparación y calibración** para todos los productos que vendemos. Para calibración periódica, certificación NIST en la mayoría de los productos o reparación de cualquier producto Extech, llame a servicio a clientes para los detalles sobre los servicios disponibles. Extech recomienda realizar la calibración anualmente para garantizar la integridad de la calibración.



Línea de soporte (781) 890-7440

Soporte Técnico Extensión 200; Correo electrónico: support@extech.com

Reparación / Retornos: Extensión 210; Correo electrónico: repair@extech.com

Las especificaciones del producto están sujetas a cambios sin aviso

Para la última versión de esta Guía del usuario, actualizaciones de software y otra información al día de este producto, visite nuestra página en Internet: www.extech.com

Copyright (c) 2005 Extech Instruments Corporation.

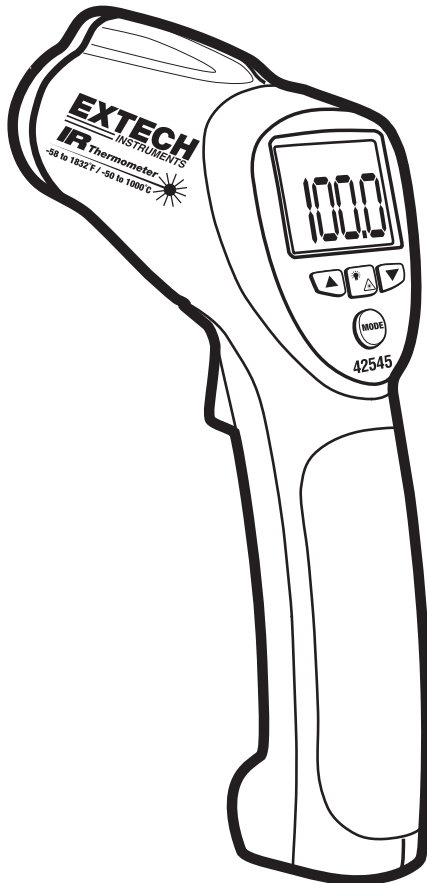
Reservados todos los derechos, incluyendo el derecho de reproducción total o parcial en cualquier medio.

Manual del usuario

EXTECH
INSTRUMENTS

**Termómetro infrarrojo
para alta temperatura
con puntero láser**

Modelo 42545A



Introducción

Agradecemos su compra del Termómetro IR Modelo 42545a. El modelo 42545a es capaz de medir temperatura sin contacto (infrarrojo) al toque de un botón. El puntero láser integrado aumenta la precisión al objetivo y la pantalla LCD retroiluminada y teclado se combinan ergonómicamente para facilitar su operación. Este medidor se embarca probado y calibrado y con uso apropiado le proveerá muchos años de servicio confiable.

Garantía

EXTECH INSTRUMENTS CORPORATION garantiza ese instrumento libre de defectos en partes y mano de obra durante tres (3) años a partir de la fecha de embarque (se aplica una garantía limitada de seis meses a cables y sensores). Si fuera necesario regresar el instrumento para servicio durante o después del periodo de garantía, llame al Departamento de Servicio a Clientes al teléfono (781) 890-7440 ext. 210 para autorización o visite nuestra página en Internet en www.extech.com (haga clic en 'Contact Extech' y visite 'Service Department' para solicitar un número RA). Se debe otorgar un número de Autorización de Retorno (RA) antes de regresar cualquier producto a Extech. El remitente es responsable de los gastos de embarque, flete, seguro y empaque apropiado para prevenir daños en tránsito. Esta garantía no se aplica a defectos resultantes de las acciones del usuario como el mal uso, alambrado equivocado, operación fuera de las especificaciones, mantenimiento o reparación inadecuada o modificación no autorizada. Extech específicamente rechaza cualesquier garantías implícitas o factibilidad de comercialización o idoneidad para cualquier propósito determinado y no será responsable por cualesquier daños directos, indirectos, incidentales o consecuentes. La responsabilidad total de Extech está limitada a la reparación o reemplazo del producto. La garantía precedente es inclusiva y no hay otra garantía ya sea escrita u oral, expresa o implícita.

Servicios de reparación y calibración

Extech ofrece servicios completos de reparación y calibración para todos los productos que vendemos. Extech además proporciona certificación NIST para la mayoría de los productos. Llame al Departamento de Servicio al Cliente para solicitar información de calibración para este producto. Extech recomienda realizar calibraciones anuales para verificar el desempeño y precisión del medidor.

Seguridad

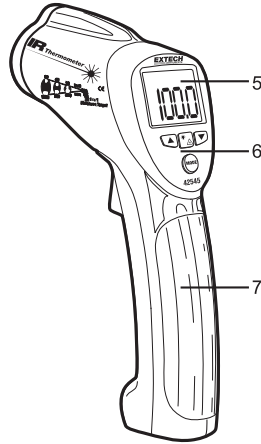
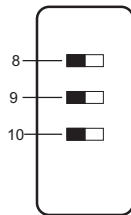
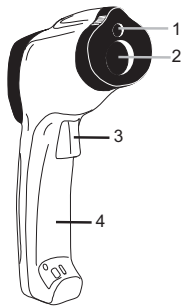
- Extreme sus precauciones cuando el puntero láser esté activo
- No apunte el haz hacia los ojos de alguien o permita que el haz sea dirigido hacia los ojos desde una superficie reflectante
- No use el láser cerca de gases explosivos o en otras áreas potencialmente explosivas



Descripción del medidor

1. Haz del puntero láser
2. Sensor IR
3. Gatillo de medida
4. Compartimiento de baterías e Interruptor
5. Pantalla LCD
6. Botones
7. Empuñadura del mango
8. Interruptor de unidades de temperatura (°C/°F)
9. Interruptor ON / OFF de traba de prueba
10. Interruptor ON/OFF alarma

Nota: Hay un montaje para trípode abajo del mango






Instrucciones de operación

Medidas IR básicas

1. Sostenga el medidor por el Mango y apúntelo hacia la superficie a medir.
2. Presione y sostenga el gatillo para encender el medidor e iniciar las pruebas. Aparecerá la lectura de temperatura, el icono 'SCAN' centelleando, el icono de emisividad y la unidad de medida. Nota: Reemplace la batería de 9V si la pantalla no enciende.
3. Suelte el gatillo y la lectura permanecerá durante 7 segundos aproximadamente (HOLD aparecerá en la LCD) y enseguida se apagará el medidor automáticamente. La única excepción a esto es si el interruptor de traba de la prueba está activado.

Nota: Seleccione las unidades de temperatura (°F/°C) usando el interruptor superior dentro del compartimiento de la batería

Retroiluminación/Puntero láser

1. Al tirar del gatillo, presione el botón retroiluminación/láser   una vez para encender la retroiluminación.
2. Presione de nuevo para encender el puntero láser. Cuando el láser está activado, el icono láser  aparecerá del lado izquierdo de la LCD.
3. Presione el botón láser para apagar la retroiluminación.
4. Al presionar de nuevo se apaga el láser.

Nota: La configuración de retroiluminación y láser es retenida después de apagar el medidor.

Indicación de sobre escala

Si la medida de temperatura excede la escala especificada de temperatura, el termómetro indicará guiones en lugar de la lectura de temperatura.

Opciones del botón MODE

El botón MODE se usa para entrar a las funciones de programación del instrumento. La función seleccionada se indica en la línea inferior del LCD. Cada parámetro está enlistado enseguida con una explicación para su uso. Presione el botón MODE para pasar de un parámetro al siguiente.

EMS	(Valor de emisividad) Para cambiar el valor de emisividad, use las flechas ARRIBA y ABAJO, (la escala es 0.10 a 1.00). El ajuste actual de emisividad siempre está indicado en la parte superior de la LCD. Un ajuste de 0.95 cubre casi el 90% de las aplicaciones y, cuando en duda, deberá ajustarse como tal. La emisividad está comentada en una sección singular de este Manual.
MAX	(Función máxima) En modo MAX, solo se muestra la lectura más alta encontrada en la sesión actual.
MIN	(Función mínima) En modo MIN, solo se indica la lectura más baja
DIF	(Valor Max menos Min) En modo DIF, se indica el valor MAX menos el MIN.
PROM.	(Valor promedio) En modo PROM (AVG) todas las lecturas de la sesión actual son ponderadas y mostrado el valor.
HAL	(Ajuste de alarma alta) Punto de control de temperatura que al ser excedido dispara la alarma audible/visual.
LAL	(Ajuste de alarma baja) Punto de control de temperatura que al ser excedido a la baja dispara la alarma audible/visual.


Función de alarma alta y baja

El Modelo 42545a tiene la función de punto de control de alarma alta y baja programable por el usuario. Cuando se alcanza el punto de control de alarma el medidor alerta al usuario mediante un zumbador audible y un icono en la pantalla LCD. Siga los pasos a continuación:

1. Presione el botón MODE hasta ver los parámetros HAL (alarma alta). Use las teclas de flecha ARRIBA y ABAJO para ajustar el punto de control de alarma alta.
2. Presione el botón MODE hasta ver los parámetros LAL (alarma baja). Use las teclas de flecha ARRIBA y ABAJO para ajustar el punto de control de alarma baja.
3. Cuando se alcanza un límite de alarma, sonará la alarma audible y aparecerá el icono ALTO o BAJO (high o low) en la esquina inferior derecha de la LCD.
4. Observe que si el interruptor Dip inferior (ubicado en el compartimiento de la batería) está en OFF (apagado), la alarma audible estará desactivada.

Reemplazo de la batería



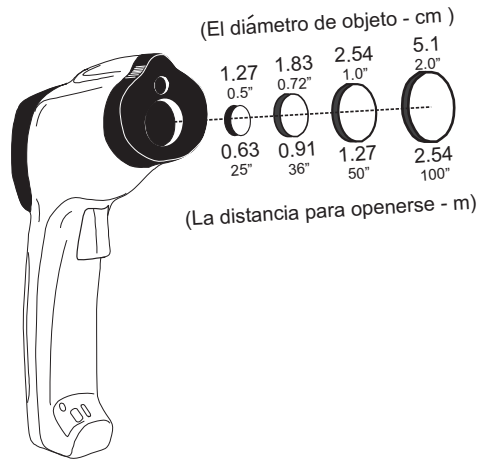
Cuando el símbolo batería  aparece vacío o casi vacío, reemplace la batería de 9V del medidor. El compartimiento de la batería se localiza detrás del panel que rodea el gatillo del medidor. Puede abrir el panel cerca del gatillo y plegar hacia abajo como se indica en el diagrama. Reemplace la batería de 9V y cierre la tapa del compartimiento de la batería.

Notas sobre las medidas IR

1. El objeto a prueba deberá ser mayor que el objetivo calculado con el diagrama del campo de visión (impreso a un lado del medidor y en esta guía).
2. Antes de medir, asegúrese de limpiar todas las superficies cubiertas con hielo, aceite, mugre, etc.
3. Si la superficie de un objeto es muy reflectante, aplique cinta de enmascarar o pintura negro mate a la superficie antes de medir. De tiempo para que la pintura o cinta se ajusten a la temperatura del objeto que cubren.
4. Las medidas a través de superficies transparentes como el vidrio pueden no ser precisas.
5. El vapor, polvo, humo, etc. pueden oscurecer las medidas.
6. El medidor compensa automáticamente las desviaciones de temperatura ambiente. Sin embargo, puede tardar hasta 30 minutos para que el medidor se ajuste a cambios amplios de temperatura.
7. Para encontrar un punto caliente, apunte el medidor fuera del área de interés, luego explore (con movimientos arriba y abajo) hasta localizar el punto caliente.

Campo de visión

El campo de visión del medidor es de 50:1. Por ejemplo, si el medidor está a 1.27m (50") del objetivo (punto), el diámetro del objetivo debe ser cuando menos 2.54cm (1"). En el diagrama de Campo de visión se muestran otras distancias. Observe que las medidas deberán ser tomadas lo más cerca posible del objeto a prueba. El medidor puede tomar medidas a mayor distancia, sin embargo, la medida puede ser afectada por fuentes externas de iluminación. Adicionalmente, el tamaño del punto puede ser tan grande que abarque áreas de superficie que no se desea medir.



6

Modelo 42545A V4.1 02/08

Teoría de emisividad y medición IR

Los termómetros IR miden la temperatura de superficie de un objeto. La óptica del termómetro detecta la energía emitida, reflejada y transmitida. La electrónica del termómetro procesa la información a una lectura de temperatura que es indicada en la LCD.

La cantidad de energía IR emitida por un objeto es proporcional a la temperatura y capacidad del objeto para emitir energía. Esta habilidad es conocida como emisividad y se basa en el material del objeto y el acabado de la superficie. Los valores de emisividad van desde 0.1 para un objeto muy reflectante hasta 1.00 para un objeto con acabado negro mate. Para el modelo 42545a, la emisividad es ajustable de 0.1 a 1.00. La mayoría de los materiales orgánicos y las superficies pintadas u oxidadas tienen un factor de emisividad de 0.95. Cuando en duda, ajuste la emisividad a 0.95.

Factores de emisividad para materiales comunes

Materiales a prueba	Emisividad	Materiales a prueba	Emisividad
Asfalto	0.90 a 0.98	Tela (negro)	0.98
Concreto/Hormigón	0.94	Piel (humana)	0.98
Cemento	0.96	Cuero	0.75 a 0.80
Arena	0.90	Carbón vegetal (polvo)	0.96
Tierra	0.92 a 0.96	Laca	0.80 a 0.95
Agua	0.92 a 0.96	Laca (mate)	0.97
Hielo	0.96 a 0.98	Hule (negro)	0.94
Nieve	0.83	Plástico	0.85 a 0.95
Vidrio	0.90 a 0.95	Madera	0.90
Cerámica	0.90 a 0.94	Papel	0.70 a 0.94
Mármol	0.94	Óxidos de cromo	0.81
Yeso	0.80 a 0.90	Óxidos de cobre	0.78
Mortero	0.89 a 0.91	Óxidos de hierro	0.78 a 0.82
Ladrillo	0.93 a 0.96	Textiles	0.90

Especificaciones

Especificaciones del termómetro infrarrojo

Escala / resolución	-50 a 1000°C (-58 a 1832°F)	0.1°C/F sobre toda la escala
Precisión (de lectura)	± (2% de la lectura + 9°F/4°C) <30°F (-1°C) ± (2% de la lectura + 4°F/2°C) 30°F to 800°F (-1°C to 426°C) ± (2.5% de la lectura + 6°F/3°C) 800 to 1000°F (426 to 537°C) ± (3% de la lectura + 9°F/4°C) >1000°F/537°C Nota: La precisión está especificada para la siguiente escala de temperaturas ambientales: 18 a 28°C (64 a 82°F)	
Emisividad	Ajustable de 0.1 a 1.00 (0.95 valor predefinido)	
Campo de visión	D/S = Aprox. Relación de 50:1 (D = distancia, S = punto)	
Potencia Láser	Menor a 1 Mw (Class II)	
Respuesta al espectro	8 a 14 µm (longitud de onda)	

Especificaciones generales

Pantalla	4½ dígitos LCD retroiluminada, e indicadores de función
Tasa del indicador	1 segundo aprox.
Temperatura de operación	0°C a 50°C (32°F a 122°F)
Humedad de operación	Max. 90% RH.
Fuente de tensión	Batería de 9V
Apagado automático	Aprox. 6 segundos después de soltar el gatillo
Cumplimiento de seguridad	CE
Peso	10.2 oz. / 290g
Dimensiones	100 x 56 x 230mm (3.9 x 2.2 x 9.0")



Línea de soporte (781) 890-7440

Soporte Técnico Extensión 200; Correo-e: support@extech.com
Reparación / Retornos: Extensión 210; Correo-e: repair@extech.com

Las especificaciones del producto están sujetas a cambios sin aviso

Para la última versión de esta Guía del usuario, actualizaciones de software y otra información al día de este producto, visite nuestra página en Internet: www.extech.com
Exttech Instruments Corporation, 285 Bear Hill Rd., Waltham, MA 02451

Copyright © 2008 Exttech Instruments Corporation

Reservados todos los derechos, incluyendo el derecho de reproducción total o parcial en cualquier medio.



Measures

- Oxygen
- Carbon Monoxide
- Stack Temperature
- NO_x
- SO₂

Calculates

- Carbon Dioxide
- Excess Air
- Stack Loss
- Combustion Efficiency

Combustion Testing for Residential, Commercial and Industrial Applications

The Model 300 lets you conduct easy and accurate electronic combustion analysis on a broad range of fossil fuel burning appliances – from small to large condensing and non-condensing furnaces and boilers. The unit's microprocessor controls the sequence of operation while calculating burner efficiency. It's user-friendly interface leads you through proper procedures, and makes combustion testing easy.

A variety of options are offered with the Model 300, including Fahrenheit or Celsius measurements, an optional printer for easy test data documentation, standard or Sievert formulas for determining combustion efficiency, NO_x and SO₂ measurement versions, 120VAC, 240VAC and battery pack, and extended sampling probes and hoses.



Features & Benefits

- Programmed for domestic fuels
natural gas, fuel oil #2, fuel oil #6, liquid propane, coal, wood, and bagasse.
- Programmed for European fuels
natural gas (with and without fan), light and heavy oil, liquid propane, koks/coal gases and stadtdgas/low energy gas.
- Electronic measurements for greater accuracy
O₂, CO, NO_x, SO₂ and temperature.
- Three large, angled, digital displays
easy-to-read, offering both continuous and independent functions.
- Lightweight, durable and compact
completely portable, weighs about 15 pounds.
- High performance pump
continuously draws filtered flue gas into the unit.
- Two large flue gas traps
filter water, soot and particulates before they can enter the instrument.
- Rugged and roomy case
with metal hinges and latches for added strength and durability.

SPECIFICATIONS		
Measurement Ranges	Oxygen Carbon Monoxide Stack Temperature (optional extended probes) Oxides of Nitrogen (optional) (NO _x) Sulfur Dioxide (optional) (SO ₂)	0 – 25% 0 – 3,000 ppm 2000° F (1093° C) 0 to 2,000 ppm 0 to 2,000 ppm
Readouts	Three to six LED 0.5" (1.27cm) Digital Displays switchable between: 1. Temperature / Carbon Monoxide / Error 2. % Oxygen / % Excess Air / O ₂ Cell Output 3. % Efficiency / % Loss / % Carbon Dioxide 4. Real Time Clock (available with NO _x and SO ₂) 5. ppm NO _x (optional) 6. ppm SO ₂ (optional)	
Accuracy	Oxygen (automatic calibration) Carbon Monoxide (factory calibration) Temperature Oxides of Nitrogen (factory calibration) Sulfur Dioxide (factory calibration)	± .6% ± 5% reading ± 1% full scale ± 5% reading ± 5% reading
Weight	15 lbs. (6.8 kg) to 17 lbs. (7.7 kg) – depends on configuration	
Main Supply	120/240VAC, 50/60Hz dependent on model	
Battery Supply	Rechargeable lead acid battery pack. Typical discharge is 12 – 16 hours of continuous operation. Also operates on line power.	
Pump Draw	10" (250mm) H ₂ O	
Size	18" x 14" x 8" (46 x 36 x 20cm) carrying case 11.5" (29 cm) probe with 22' (6.7m) of hose	
Materials	High density polyethylene case. Polycarbonate membrane switch. Stainless steel probe	
Data Output	RS 232 port for computer data transfer (NO _x and SO ₂ versions only)	

Meet The Needs Of Environmental Testing

The Model 300 can be ordered with NO_x and SO₂ measurements. An optional NO_x and SO₂ upgrade kit is available for all Model 300 configurations. A printer must exist or be added before Model 300 can be upgraded. Call us for more information and available customized options.

ORDERING INFORMATION

STANDARD CONFIGURATION	
PART NO.	DESCRIPTION
24-8108	Battery w/o Printer, Standard – 120VAC Charger
24-8109	Battery, Printer, Standard – 120VAC Charger

MODEL 300 NSX CONFIGURATION	
PART NO.	DESCRIPTION
24-8102	Model 300 NSXD, 240VAC, NO _x and SO ₂ Measurement w/ Printer
24-8130	Model 300 NXB, Battery, NO _x Measurement w/ Printer
24-8132	Model 300 NXS, Battery, NO _x and SO ₂ Measurement w/ Printer

Standard configurations are supplied with CO Sensor, O₂ Sensor, probe and hose assembly and operating instruction. NSX configurations include the addition of the NO_x Sensor and/or the SO₂ Sensor. A standard Bacharach printer must exist before NO_x and SO₂ can be added.

PART NO.	REPLACEMENT ITEMS
24-0108	Replacement Oxygen Sensor
24-0498	Replacement Carbon Monoxide Sensor
19-8001	Replacement NO _x Sensor
19-8002	Replacement SO ₂ Sensor
24-0529	Charger, 120VAC Input
24-0528	Charger, 240VAC Input

PART NO.	REPLACEMENT ITEMS
24-7059*	Portable Calibration Kit (w/o gas)
24-0492*	CO Gas Cylinder, 500 ppm (for use with 20-7059)
21-7006	True Spot Smoke Test Set
24-7061	Retrofit Printer Kit
24-0531	Printer Paper – box of 10 rolls
24-8133	High Efficiency Dryer Kit

*Calibration Kit is not supplied with analyzer. Calibrating the sensors is required and frequency should be determined by experience.

- NO_x and SO₂ upgrade kit, printer retrofit kits and rechargeable battery options also available.
- Enhanced 2 year O₂ Sensor and warranty available.
- Extended sampling probes and hose extensions available.

To order The Model 300, contact your local Bacharach distributor, or call 1-800-736-4666 for more information.

Bacharach is a registered trademark of Bacharach, Inc.
©November, 2000, Bacharach, Inc., all rights reserved. All information herein is subject to verification.
Product Bulletin-4087 11/00 5M

Printed in U.S.A.



ANEXO D

DIAGRAMAS DE OPERACIONES Y PROCESOS:

DIAGRAMA DE OPERACIONES CÁMARA DE AIRE

	Cantidad
Proceso	8
Verificación	9
Tiempo Total	660 min

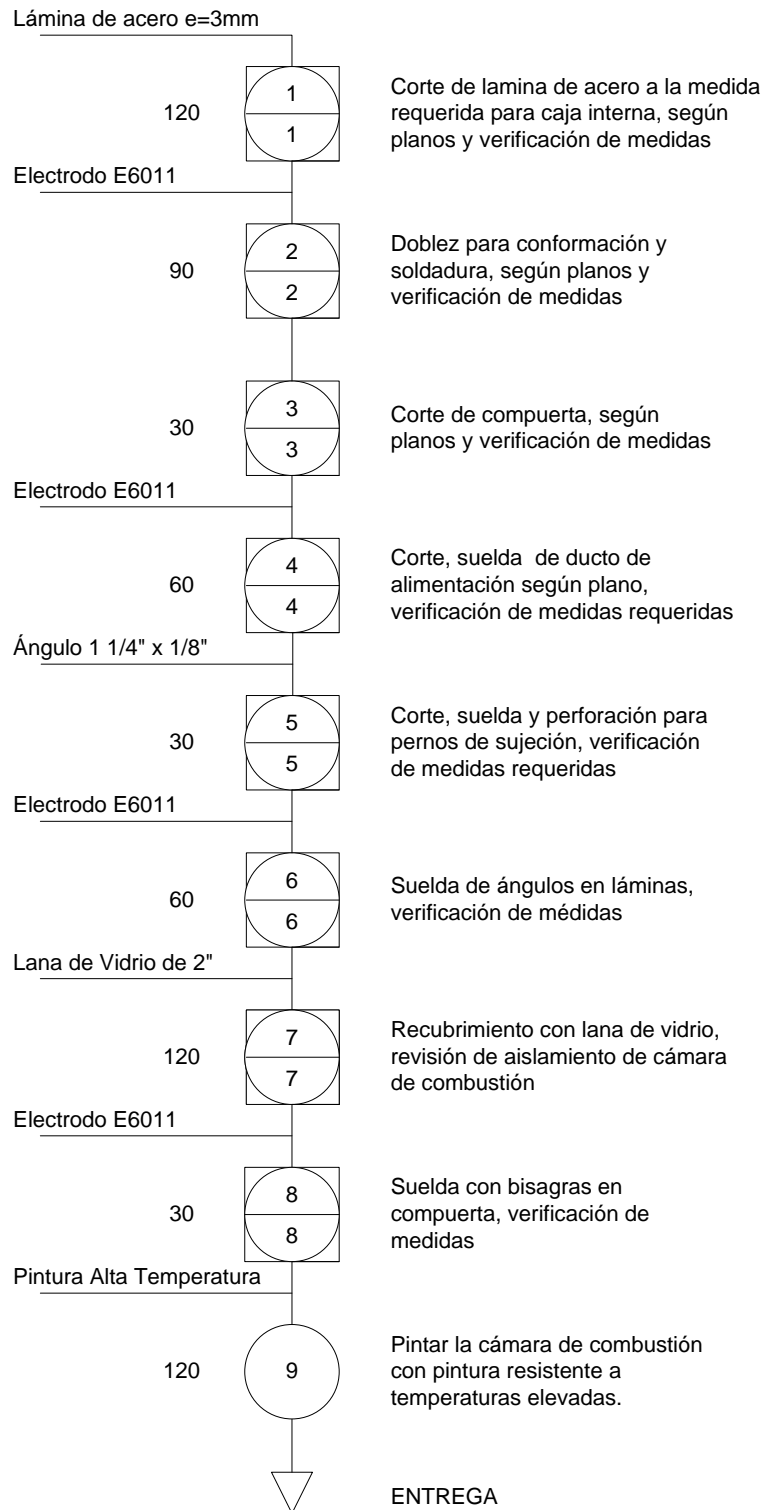
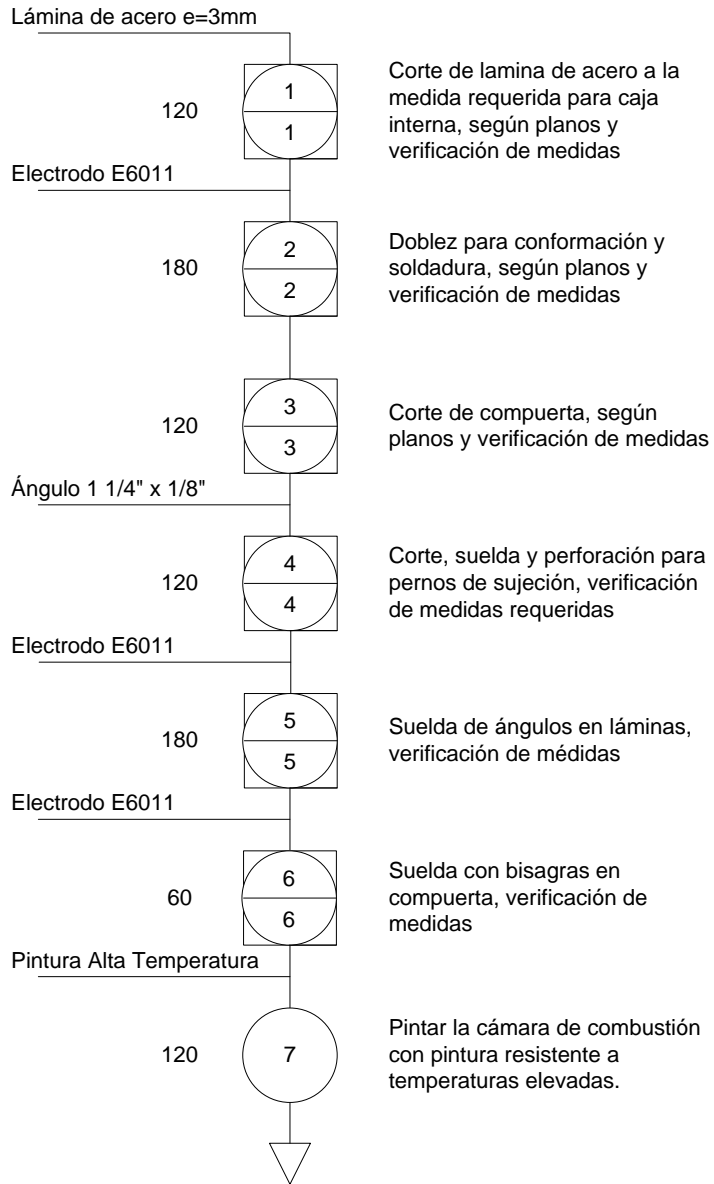


DIAGRAMA DE OPERACIONES CÁMARA DE CENIZAS

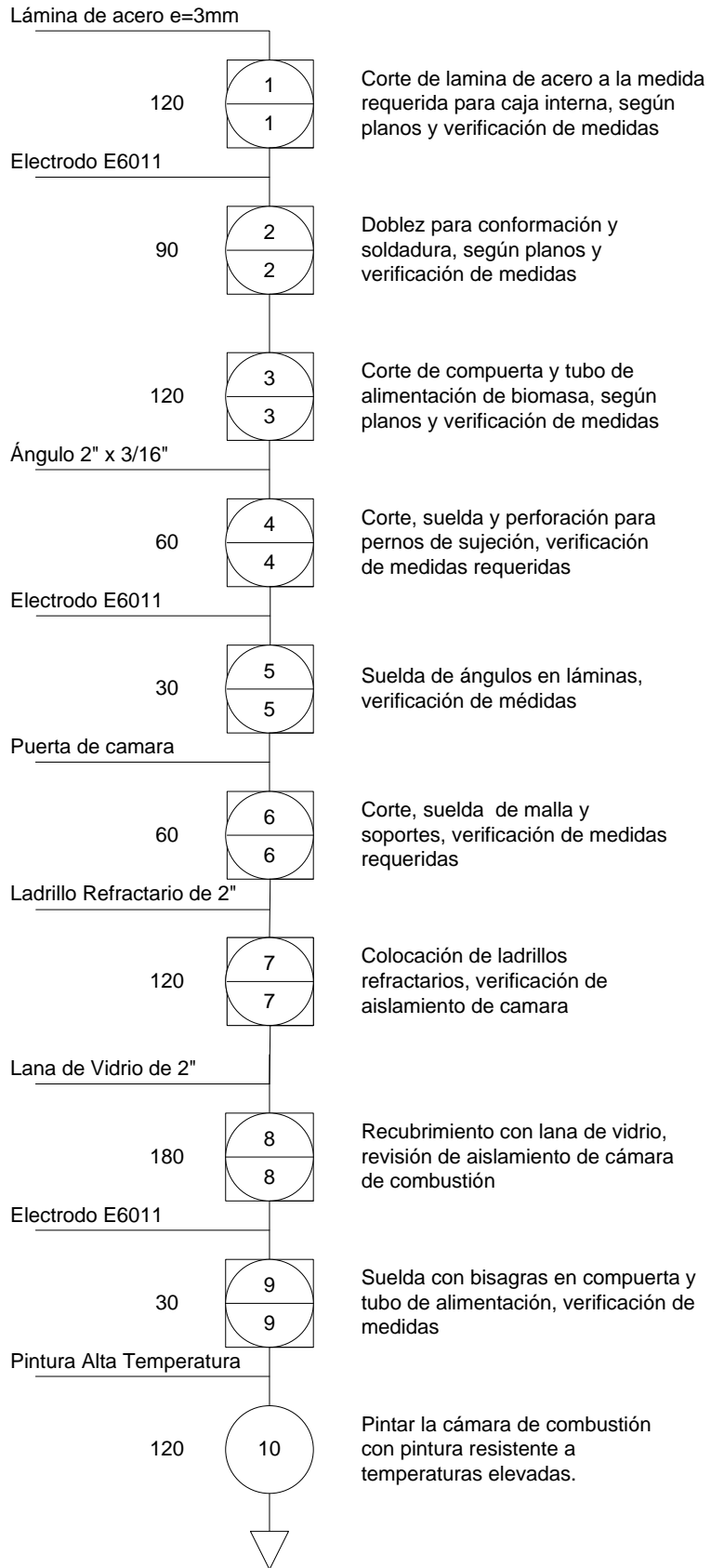
	Cantidad
Proceso	6
Verificación	7
Tiempo Total	900 min



ENTREGA

DIAGRAMA DE OPERACIONES CÁMARA DE COMBUSTIÓN

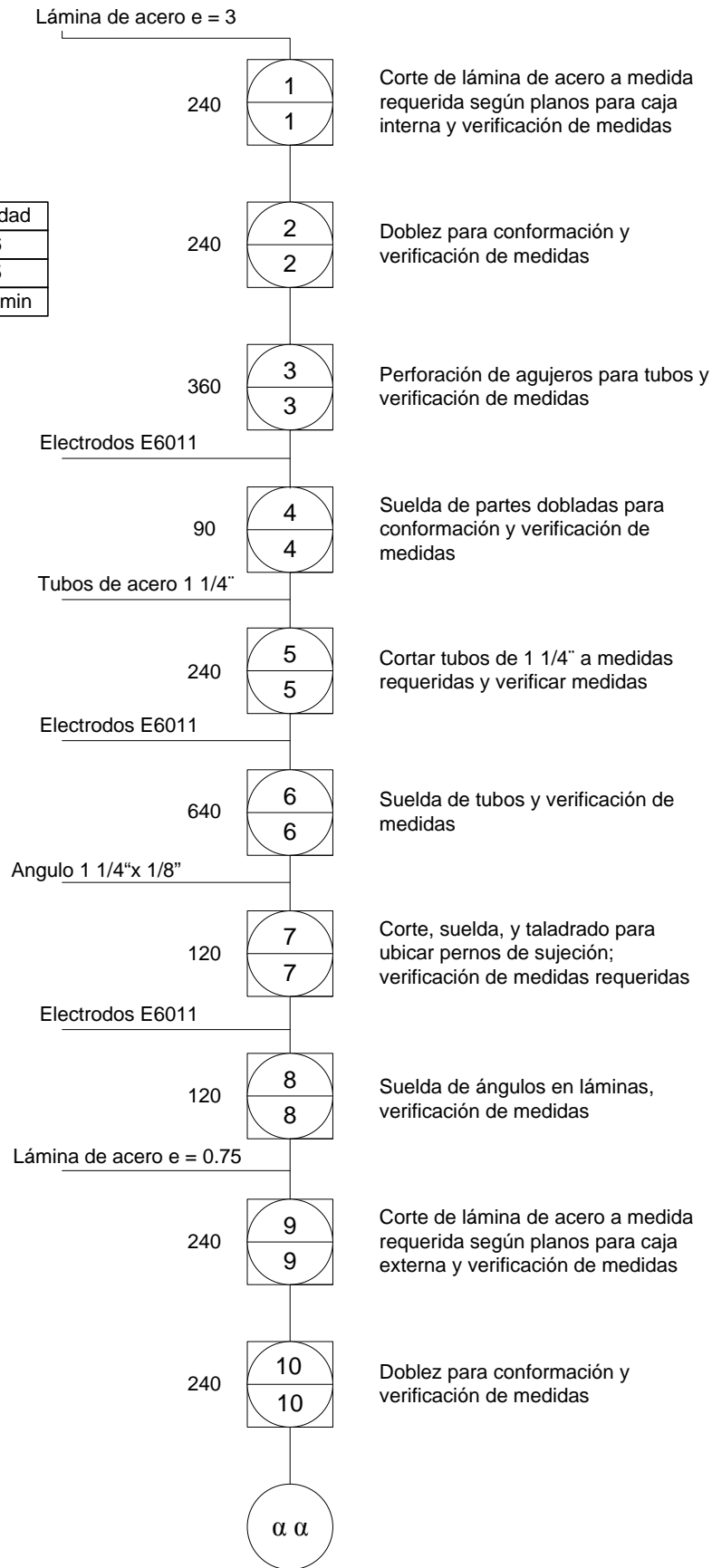
	Cantidad
Proceso	9
Verificación	10
Tiempo Total	1050 min



ENTREGA

DIAGRAMA DE OPERACIONES INTERCAMBIADOR DE CALOR

	Cantidad
Proceso	16
Verificación	15
Tiempo Total	3790 min



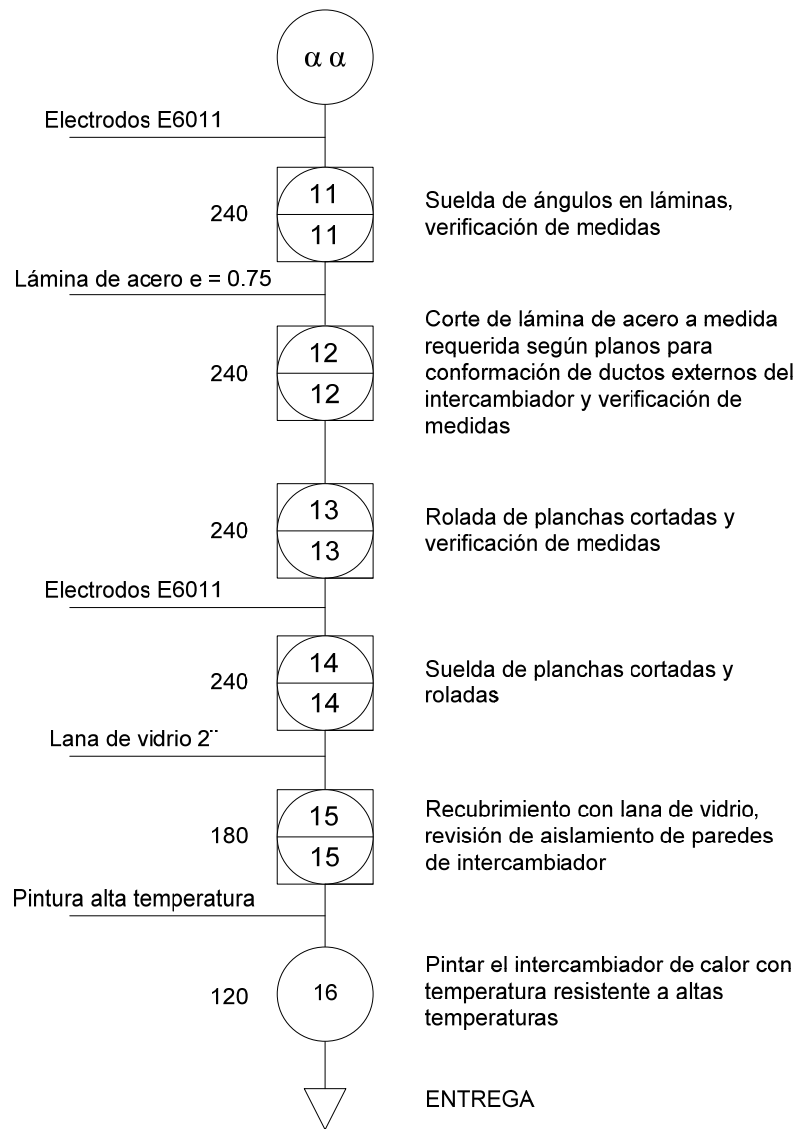


DIAGRAMA DE OPERACIONES DE PLENUM Y CHIMENEA

	Cantidad
Proceso	8
Verificación	7
Tiempo Total	480 min

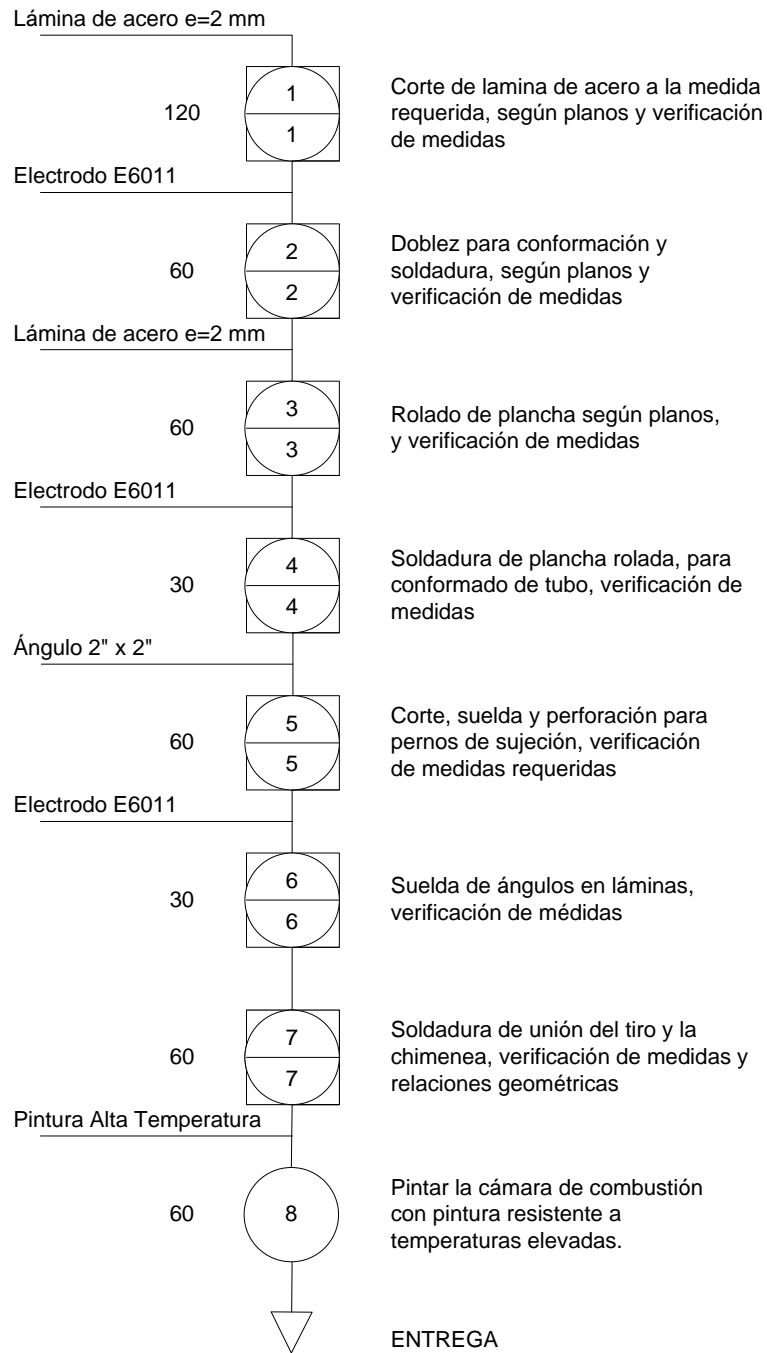


DIAGRAMA DE OPERACIONES TOLVA DE ALIMENTACION

	Cantidad
Proceso	7
Verificación	6
Tiempo Total	870 min

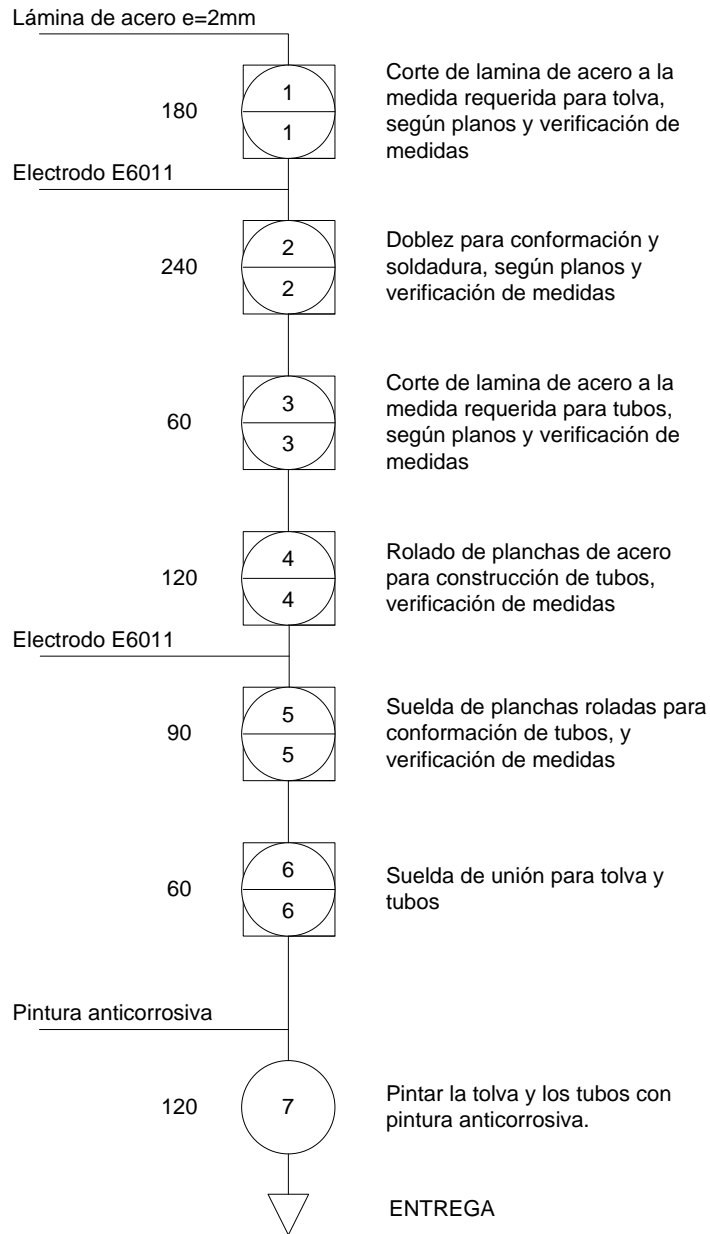


DIAGRAMA DE PROCESOS

METODO ACTUAL

METODO PROPUESTO

FECHA 02-12-2008

PAGINA 1 DE 1

DESCRIPCION DE PARTE:

CONSTRUCCION DE LA CAMARA DE AIRE

DESCRIPCION DE OPERACION:

DE RECEPCION A CONSTRUCCION

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTA		DIFERENCIA		ANALISIS
	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	
OPERACIONES							ESTUDIADO POR: CUVERO/VILLACIS \$10/hr
TRASPORTES							
INSPECCIONES							
RETRASOS							
ALMACENAMIENTOS							
DISTANCIA RECORRIDA	m.		m.		m.		

PASO	DETALLE DEL PROCESO	METODO	OPERACION					ALMACEN DISTANCIA EN m	CANTIDAD	TIEMPO HRS/UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	CALCULO DE TIEMPO/COSTO
			OPERACION	TRANSPORTE	INSPECCION	RETRASO	ALMACEN					
1	Recepción de materiales	MANUAL						1	0.5	5		
2	Traslado a taller	MANUAL						1	1	10		
3	Ingreso del material a bodega	MANUAL						1	0.5	5		
4	Almacenamiento	APILAR						1	0.5	5		
5	Corte de lamina de acero de 3 mm	MANUAL						1	1.5	15		
6	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.5	5		
7	Doble para conformación y soldadura de laminas	MANUAL						1	1	10		
8	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.5	5		
9	Corte de compuerta de alimentación	MANUAL						1	0.4	4		
10	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.1	1		
11	Corte y suelda de ducto de alimentación	MANUAL						1	0.8	8		
12	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.2	2		
13	Corte, suelda y perforación de ángulo de 1 1/4" x 1/8"	MANUAL						1	0.4	4		
14	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.1	1		
15	Suelda de ángulos en laminas de 3 mm	MANUAL						1	0.8	8		
16	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.2	2		
17	Suelda con bisagras en compuerta de alimentación	MANUAL						1	1.5	15		
18	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.5	5		

DIAGRAMA DE PROCESOS

METODO ACTUAL METODO PROPUESTO

FECHA 02-12-2007

PAGINA 1 DE 2

DESCRIPCION DE LA PARTE:

CONSTRUCCION DE LA CÁMARA DE CENIZAS

DESCRIPCION DE LA OPERACION:

DE RECEPCION A CONSTRUCCION

RESUMEN	ACTUAL	PROPUESTO		DIFERENCIA		ANALISIS
	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	
○ OPERACIONES						ESTUDIADO POR:
⇒ TRANSPORTES						
□ INSPECCIONES						
D RETRASOS						
▽ ALMACENAMIENTOS						
DISTANCIA RECORRIDA	m.		m.		m.	CUVERO/MILLACIS \$10/hr

PASO	DETALLE DEL PROCESO	METODO	OPERACION	TRANSPORTE	INSPECCION	RETRASO	ALMACEN	DISTANCIA EN PIES	CANTIDAD	TIEMPO HRS/UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	CALCULOS DE TIEMPO/COSTO
1	Recepción de materiales	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	0.5	5	
2	Traslado	MANUAL	○	⇒	□	D	▽		1	1	10	
3	Ingreso de material a bodega	MANUAL	○	⇒	□	D	▽		1	0.5	5	
4	Almacenamiento	APILAR	○	⇒	□	D	▽		1	0.5	5	
5	Corte lámina de acero 3mm	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	1	10	
6	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	1	10	
7	Doble de plancha cortada 3mm	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	2	20	
8	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	1	10	
9	Corte de compuerta	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	1	10	
10	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	1	10	
11	Suelda de plancha 3mm	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	1	10	
12	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	0.5	5	
13	Corte suelda y taladrado de ángulo de 1 1/4"x1/8"	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	1	10	
14	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	1	10	
15	Suelda de ángulos en láminas	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	2	20	
16	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	1	10	
17	Suelda de bisagras en compuerta	MANUAL	●	⇒	□	D	▽		1	1	10	
18	Verificación de medidas	VISUAL	○	⇒	■	D	▽		1	1	10	

DIAGRAMA DE PROCESOS

METODO ACTUAL

METODO PROPUESTO

FECHA 02-12-2008

PAGINA 1 DE 1

DESCRIPCION DE PARTE:

CONSTRUCCION DE LA CAMARA DE COMBUSTION

DESCRIPCION DE OPERACION:

DE RECEPCION A CONSTRUCCION

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTA		DIFERENCIA		ANALISIS
	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	
OPERACIONES							ESTUDIADO POR: CUVERO/VILLACIS \$10/hr
TRASPORTES							
INSPECCIONES							
RETRASOS							
ALMACENAMIENTOS							
DISTANCIA RECORRIDA	m.		m.		m.		

PASO	DETALLE DEL PROCESO	METODO	OPERACION					ALMACEN DISTANCIA EN m	CANTIDAD	TIEMPO HRS/UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	CALCULO DE TIEMPO/COSTO
			OPERACION	TRANSPORTE	INSPECCION	RETRASO	ALMACEN					
1	Recepción de materiales	MANUAL						1	0.5	5		
2	Traslado a taller	MANUAL						1	1	10		
3	Ingreso del material a bodega	MANUAL						1	0.5	5		
4	Almacenamiento	APILAR						1	0.5	5		
5	Corte de lamina de acero de 3 mm	MANUAL						1	1.5	15		
6	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.5	5		
7	Doble para conformación y soldadura de laminas	MANUAL						1	1	10		
8	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.5	5		
9	Corte de compuerta	MANUAL						1	1.5	15		
10	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.5	5		
11	Corte, suelda y perforación de ángulo de 1 1/4" x 1/8"	MANUAL						1	0.8	8		
12	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.2	2		
13	Suelda de ángulos en laminas de 3 mm	MANUAL						1	0.4	4		
14	Verificación de mediadas	VISUAL						1	0.1	1		
15	Colocación de ladrillos refractarios	MANUAL						1	1.5	15		
16	Suelda con bisagras y tubo de alimentación	VISUAL						1	0.4	4		
17	Verificación de mediadas	MANUAL						1	0.1	1		
18	Pintura Cámara de Combustión	VISUAL						1	2	20		

DIAGRAMA DE PROCESOS

METODO ACTUAL METODO PROPUESTO

FECHA 02-12-2007

PAGINA 1 DE 2

DESCRIPCION DE LA PARTE:

CONSTRUCCION DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

DESCRIPCION DE LA OPERACION:

DE RECEPCION A CONSTRUCCION

RESUMEN	ACTUAL	PROPUESTO		DIFERENCIA		ANALISIS
	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	
OPERACIONES						ESTUDIADO POR:
TRANSPORTES						
<input type="checkbox"/> INSPECCIONES						
RETRASOS						
ALMACENAMIENTOS						
DISTANCIA RECORRIDA	m.		m.		m.	CUVERO/MILLACIS \$10/hr

PASO	DETALLE DEL PROCESO	METODO	OPERACION	TRANSPORTE	INSPECCION	RETRASO	ALMACEN	DISTANCIA EN PIES	CANTIDAD	TIEMPO HRS/UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	CALCULOS DE TIEMPO/COSTO
1	Recepción de materiales	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
2	Traslado	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
3	Ingreso de material a bodega	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
4	Almacenamiento	APILAR			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
5	Corte lámina de acero 3mm	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	3	30	
6	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	
7	Doble de plancha cortada 3mm	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	3	30	
8	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	1	
9	Perforación de agujeros	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	5	50	
10	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	
11	Suelda de plancha 3mm	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
12	Verificación de medidas	VISUAL							1	0.5	5	
13	Corte de tubos 1 1/4"	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	3	30	
14	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	
15	Suelda de tubos en plancha de 3mm	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	9	90	
16	Verificación de medidas	VISUAL							1	2	20	
17	Corte suelda y taladrado de ángulo de 1 1/4" x 1/8"	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
18	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	

19	Suelda de ángulos en láminas	MANUAL			1	1	10	
20	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
21	Corte lámina de acero 0.75 mm	MANUAL			1	3	30	
22	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
23	Doble de plancha cortada 0.75 mm	MANUAL			1	3	30	
24	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
25	Suelda de platinas en plancha 0.75 mm	MANUAL			1	3	30	
26	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
27	Corte lámina de acero 2mm para ductos externos	MANUAL			1	3	30	
28	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
29	Rolado de planchas 2mm	MANUAL			1	3	30	
30	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
31	Suelda de planchas cortadas y roladas	MANUAL			1	3	30	
32	Verificación de medidas	VISUAL			1	1	10	
33	Recubrimiento con lana de vidrio	MANUAL			1	2	20	
34	Verificación de aislamiento	VISUAL			1	1	10	
35	Pintura intercambiador de calor	MANUAL			1	2	20	
36	Espera				1	2	20	
37	ENTREGA							660 USD

DIAGRAMA DE PROCESOS

METODO ACTUAL

METODO PROPUESTO

FECHA 02-12-2008

PAGINA 1 DE 1

DESCRIPCION DE PARTE:

CONSTRUCCION DE MÓDULO DE TIRO

DESCRIPCION DE OPERACION:

DE RECEPCION A CONSTRUCCION

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTA		DIFERENCIA		ANALISIS
	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	
OPERACIONES							ESTUDIADO POR: CUVERO/VILLACIS \$10/hr
TRASPORTES							
INSPECCIONES							
RETRASOS							
ALMACENAMIENTOS							
DISTANCIA RECORRIDA	m.		m.		m.		

PASO	DETALLE DEL PROCESO	METODO	OPERACION					ALMACEN	DISTANCIA EN m	CANTIDAD	TIEMPO HRS/UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	CALCULO DE TIEMPO/COSTO
			OPERACION	TRANSPORTE	INSPECCION	RETRASO	ALMACEN						
1	Recepción de materiales	MANUAL							1	0.5	5		
2	Traslado a taller	MANUAL							1	1	10		
3	Ingreso del material a bodega	MANUAL							1	0.5	5		
4	Almacenamiento	APILAR							1	0.5	5		
5	Corte de lamina de acero de 2 mm	MANUAL							1	1.5	15		
6	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.5	5		
7	Doble para conformación y soldadura de laminas	MANUAL							1	0.8	8		
8	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.2	2		
9	Rolado de plancha de acero para chimenea	MANUAL							1	0.8	8		
10	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.2	2		
11	Soldadura de plancha rolada para chimenea	MANUAL							1	0.4	4		
12	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.1	1		
13	Corte, suelda y perforación de ángulo de 1 1/4" x 1/8"	MANUAL							1	0.8	8		
14	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.2	2		
15	Suelda de ángulos en laminas	MANUAL							1	0.4	4		
16	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.1	1		
17	Soldadura de unión del tiro y la chimenea	MANUAL							1	0.8	8		
18	Verificación de mediadas	VISUAL							1	0.2	2		

DIAGRAMA DE PROCESOS

METODO ACTUAL METODO PROPUESTO

FECHA 02-12-2007

PAGINA 1 DE 2

DESCRIPCION DE LA PARTE:

CONSTRUCCION DE TOLVA

DESCRIPCION DE LA OPERACION:

DE RECEPCION A CONSTRUCCION

RESUMEN	ACTUAL	PROPUESTO		DIFERENCIA		ANALISIS
	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	
OPERACIONES						ESTUDIADO POR: CUVERO/MILLACIS \$10/hr
TRANSPORTES						
<input type="checkbox"/> INSPECCIONES						
RETRASOS						
ALMACENAMIENTOS						
DISTANCIA RECORRIDA	m.		m.		m.	

PASO	DETALLE DEL PROCESO	METODO	OPERACION	TRANSPORTE	INSPECCION	RETRASO	ALMACEN	DISTANCIA EN PIES	CANTIDAD	TIEMPO HRS/UNIDAD	COSTO POR UNIDAD	CALCULOS DE TIEMPO/COSTO
1	Recepción de materiales	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
2	Traslado	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
3	Ingreso de material a bodega	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
4	Almacenamiento	APILAR			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
5	Corte lámina de acero 2mm	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	2	20	
6	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	
7	Doble de plancha cortada 2mm	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	3	30	
8	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	
9	Corte de lámina para tubos	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
10	Verificación de medidas	VISUAL							1	0.5	5	
11	Rolado de láminas para tubos	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
12	Verificación de medidas	VISUAL							1	1	10	
13	Suelda de planchas roladas	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
14	Verificación de medidas	VISUAL							1	0.5	5	
15	Suelda de unión entre tolva y tubos	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	0.5	5	
16	Verificación de medidas	VISUAL							1	0.5	5	
17	Pintura de tolva	MANUAL			<input type="checkbox"/>				1	1	10	
18	Verificación de pintura	VISUAL							1	1	10	

ANEXO E

TABLAS DE DATOS DE PRUEBAS:

Datos Sistema de Combustión de Biomasa			
Caja de cenizas	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	32.5	31.0	32.5
Cara 2	32.0	32.5	32.5
Cara 3	31.5	32.6	32.8
Cara 4	29.2	29.5	30.0
Pulmón de aire	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	33.0	34.7	36.0
Cara 2	32.5	32.2	36.0
Cara 3	33.2	34.2	38.8
Cara 4	30.5	32.5	52.0
Cámara de Combustión	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	47.0	70.0	79.0
Cara 2	52.0	57.0	60.0
Cara 3	68.0	75.0	62.3
Cara 4	114.0	90.0	65.0
Intercambiador de Calor	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	106.0	43.0	36.0
Cara 2	80.0	24.0	24.0
Cara 3	77.5	23.0	28.0
Cara 4	62.0	47.0	24.0
Velocidad entrada Int. De calor, Venterol 2; (m/s)	6.76		
Velocidad salida Int. De calor; (m/s)	3.98		
Velocidad entrada pulmon de aire, Venterol 1; (m/s)	15.8		
Velocidad salida de gases de combustión; (m/s)	0.8		
Temp. De aire entrada Int. De calor;(°C)	17		
Temp. De aire salida Int. De calor;(°C)	85		
Temp. De aire entrada pulmon de aire;(°C)	17		
Temp. De salida gases de combustión;(°C)	51.6		
Cantidad de Biomasa; (kg)	12.5		
Tiempo de consumo de Biomasa; (min)	53		

Datos Sistema de Combustión de Biomasa			
Caja de cenizas	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	45.5	43.0	46.0
Cara 2	40.5	42.0	42.5
Cara 3	35.0	36.0	36.6
Cara 4	34.7	35.8	37.0
Pulmón de aire	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	41.5	45.2	51.5
Cara 2	40.5	42.0	50.0
Cara 3	37.2	38.5	41.0
Cara 4	37.5	41.0	76.0
Cámara de Combustión	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	65.5	86.5	83.0
Cara 2	83.3	65.0	64.5
Cara 3	57.0	73.8	71.5
Cara 4	85.0	82.5	67.5
Intercambiador de Calor	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)
Cara 1	112.0	24.5	25.0
Cara 2	110.0	71.0	28.0
Cara 3	110.1	37.0	28.0
Cara 4	102.5	53.5	30.5
Velocidad entrada Int. De calor, Venterol 2; (m/s)	6.76		
Velocidad salida Int. De calor; (m/s)	4.05		
Velocidad entrada pulmon de aire, Venterol 1; (m/s)	16.31		
Velocidad salida de gases de combustión; (m/s)	1.3		
Temp. De aire entrada Int. De calor;(°C)	16		
Temp. De aire salida Int. De calor;(°C)	80		
Temp. De aire entrada pulmon de aire;(°C)	16		
Temp. De salida gases de combustión;(°C)	54.4		
Cantidad de Biomasa; (kg)	12.5		
Tiempo de consumo de Biomasa; (min)	1		

Datos Experimentales, Primera Prueba Análisis de gases.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR PROMEDIO
Oxígeno, O ₂	%V	13,33
Dióxido de Carbono, CO ₂	%V	7,4
Monóxido de Carbono, CO	ppm	1455
Dióxido de Azufre, SO ₂	ppm	-----
Oxidos de Nitrógeno, NO _x	ppm	-----
Temperatura ambiental	°C	16,0
Temperatura gases de combustión	°C	77,7
Eficiencia de combustión	%	84,7

Datos Experimentales, Segunda Prueba Análisis de gases.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR PROMEDIO
Oxígeno, O ₂	%V	19,5
Dióxido de Carbono, CO ₂	%V	1,4
Monóxido de Carbono, CO	ppm	2140
Dióxido de Azufre, SO ₂	ppm	-----
Oxidos de Nitrógeno, NO _x	ppm	-----
Temperatura ambiental	°C	16,0
Temperatura gases de combustión	°C	50,0
Eficiencia de combustión	%	72,7

Datos Experimentales, Tercera Prueba Análisis de gases.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR PROMEDIO
Oxígeno, O ₂	%V	18,7
Dióxido de Carbono, CO ₂	%V	2,1
Monóxido de Carbono, CO	ppm	2087
Dióxido de Azufre, SO ₂	ppm	-----

Oxidos de Nitrógeno, NO _x	ppm	-----
Temperatura ambiental	°C	16,0
Temperatura gases de combustión	°C	41,0
Eficiencia de combustión	%	81

Datos Experimentales, Cuarta Prueba Análisis de gases.

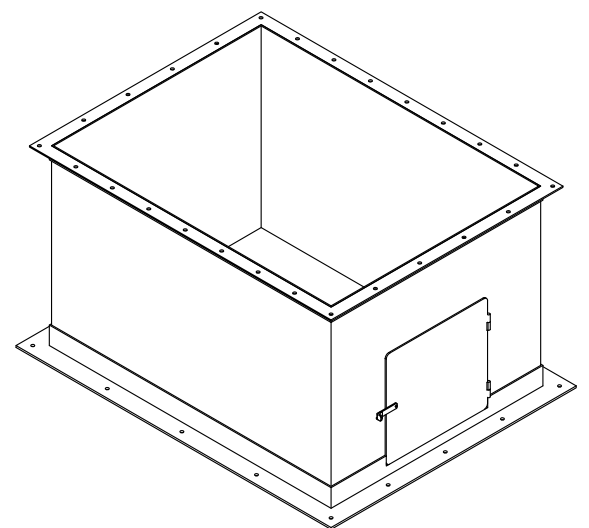
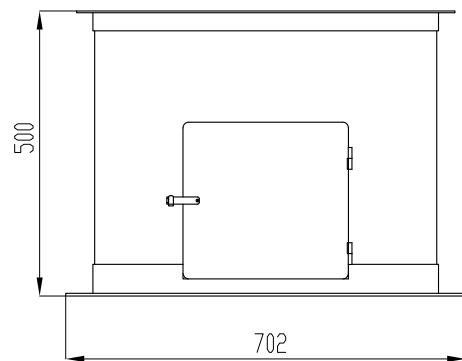
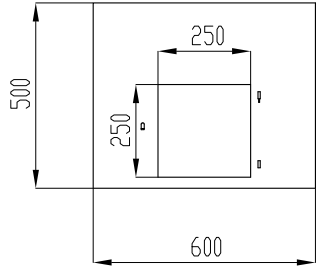
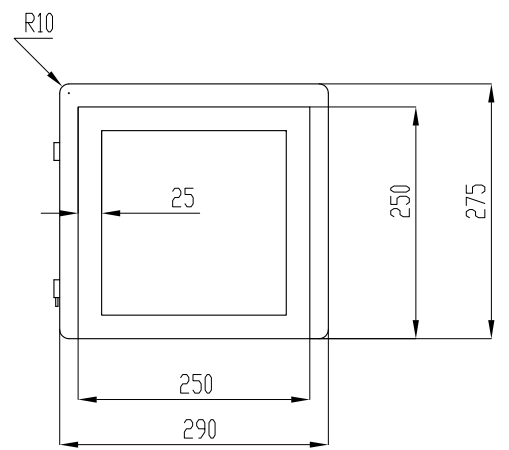
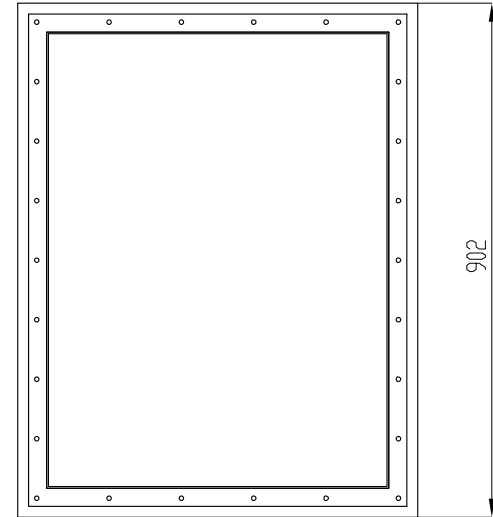
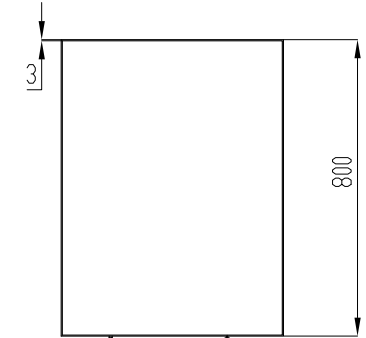
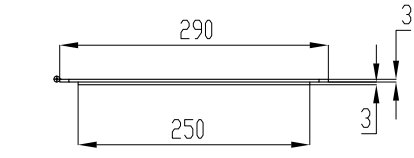
PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR PROMEDIO
Oxígeno, O ₂	%V	17,9
Dióxido de Carbono, CO ₂	%V	2,9
Monóxido de Carbono, CO	ppm	1113
Dióxido de Azufre, SO ₂	ppm	-----
Oxidos de Nitrógeno, NO _x	ppm	-----
Temperatura ambiental	°C	16,0
Temperatura gases de combustión	°C	50,0
Eficiencia de combustión	%	82,8

Datos Experimentales, Quinta Prueba Análisis de gases.

PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR PROMEDIO
Oxígeno, O ₂	%V	18,6
Dióxido de Carbono, CO ₂	%V	2,2
Monóxido de Carbono, CO	ppm	1125
Dióxido de Azufre, SO ₂	ppm	-----
Oxidos de Nitrógeno, NO _x	ppm	-----
Temperatura ambiental	°C	16,0
Temperatura gases de combustión	°C	51,6
Eficiencia de combustión	%	80,3

ANEXO F

PLANOS:

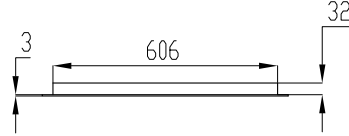
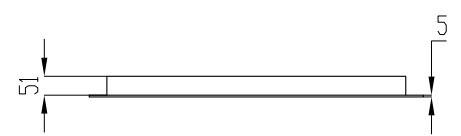
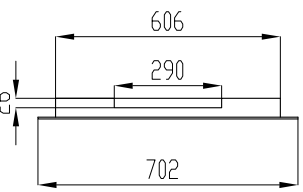
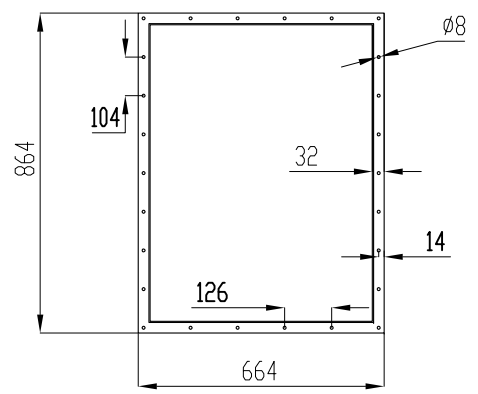
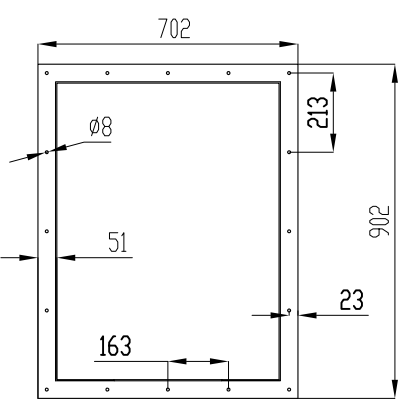


Puerta
Escala 1:8

Caja de Cenizas
Escala 1:20

Caja de Cenizas-Ensamble
Escala 1:13

Isometría Caja de Cenizas
Escala 1:15

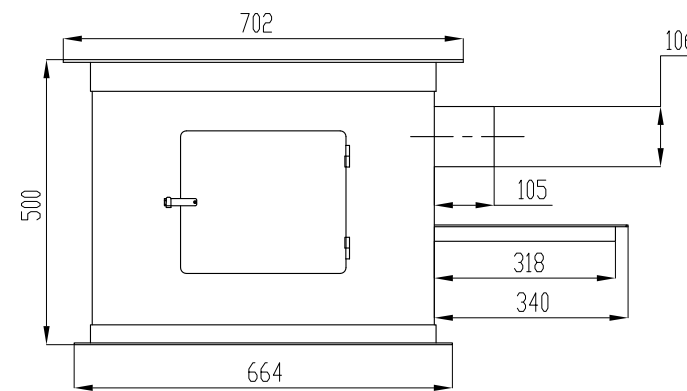
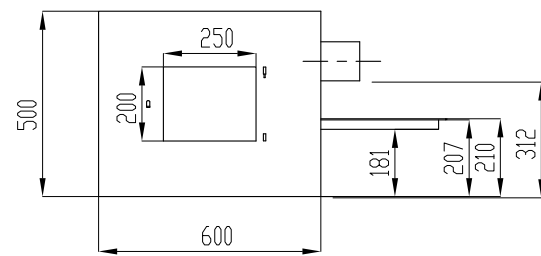
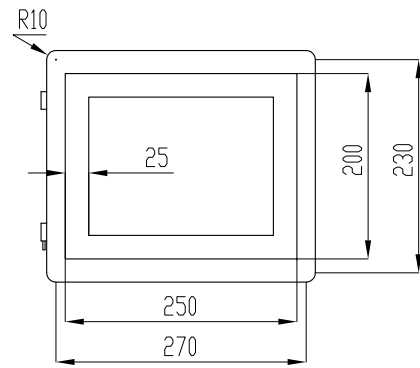
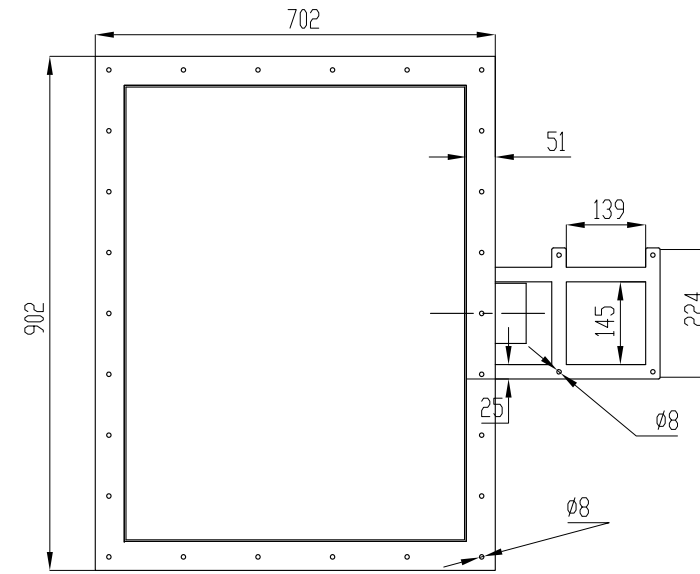
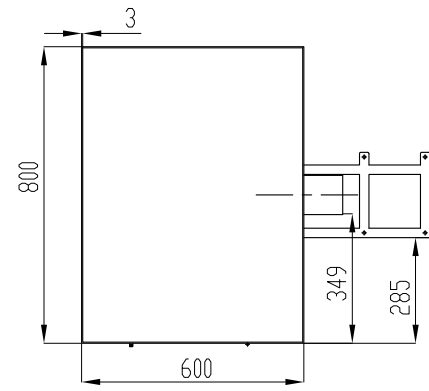
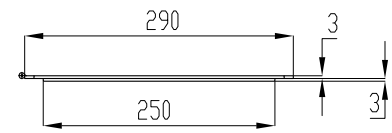


Marco Inferior
Escala 1:20

Marco Superior
Escala 1:20

Tol. gen ± 1 mm

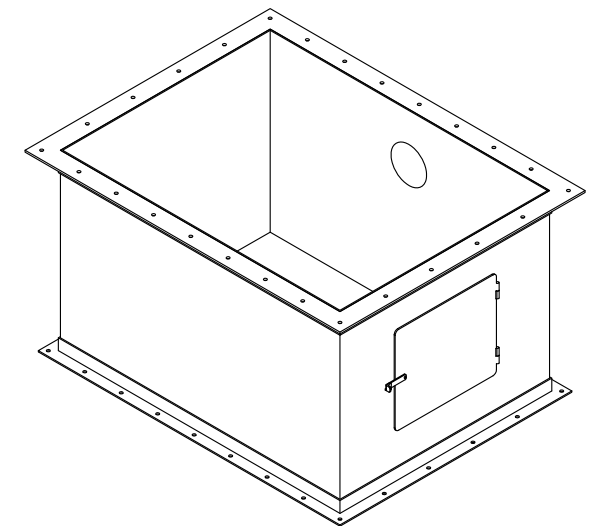
	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-02-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-02-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-02-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Caja de Cenizas	
Aprobado	03-02-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingenieria Mecánica				Código	SC-CCe-001
				Sustituye a:	
					Hoja 1/1



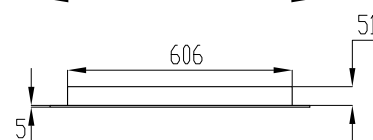
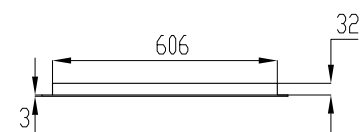
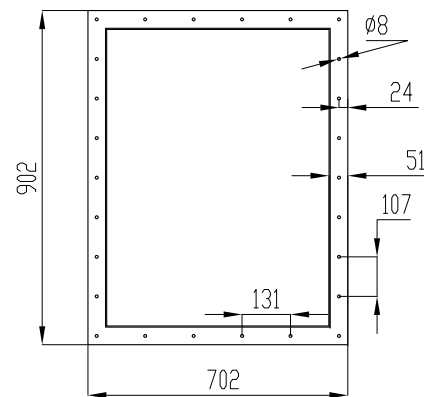
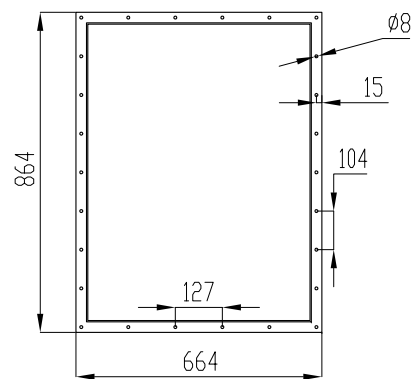
Puerta
Escala 1:8

Cámara de Aire
Escala 1:20

Cámara de Aire - Ensamble
Escala 1:13



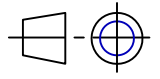
Isometría Cámara de Aire
Escala 1:15

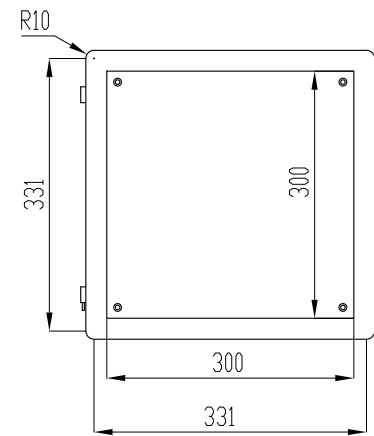
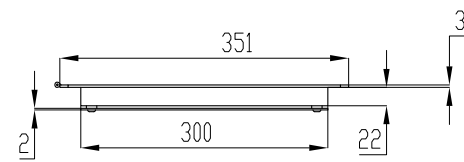


Marco Inferior
Escala 1:20

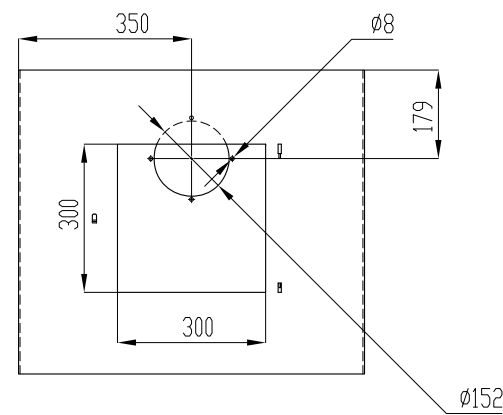
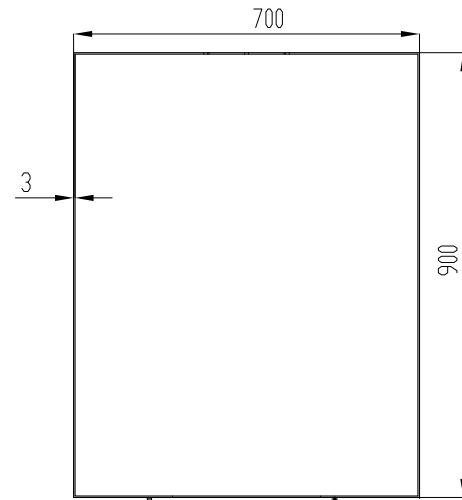
Marco Superior
Escala 1:20

Tol. gen ± 1 mm

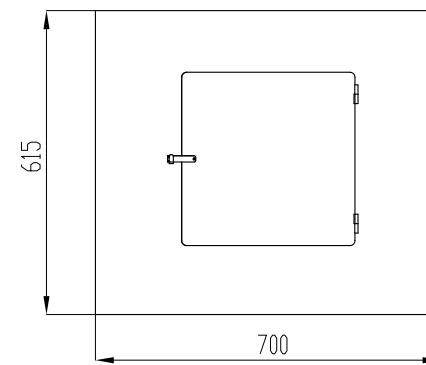
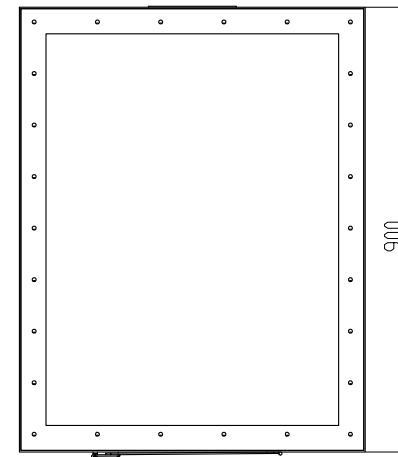
	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-02-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-02-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-02-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Cámara de Aire	
Aprobado	03-02-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingenieria Mecánica				Código	SC-CAi-002
				Sustituye a:	
					 Hoja 1/1



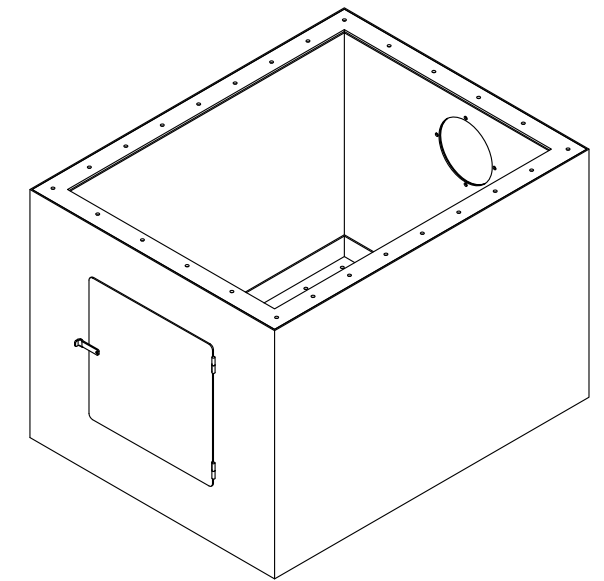
Puerta
Escala 1:9



Cámara de Combustión
Escala 1:15

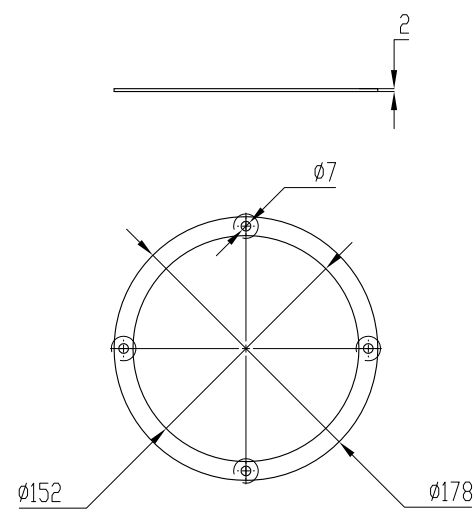


Ensamble Cámara de
Combustión
Escala 1:15

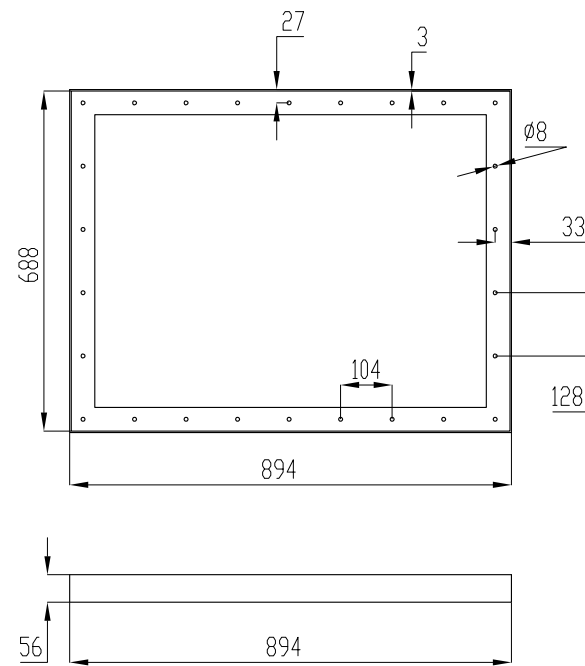


Isometría Cámara de
Combustión
Escala 1:15

Tol. gen ± 1 mm

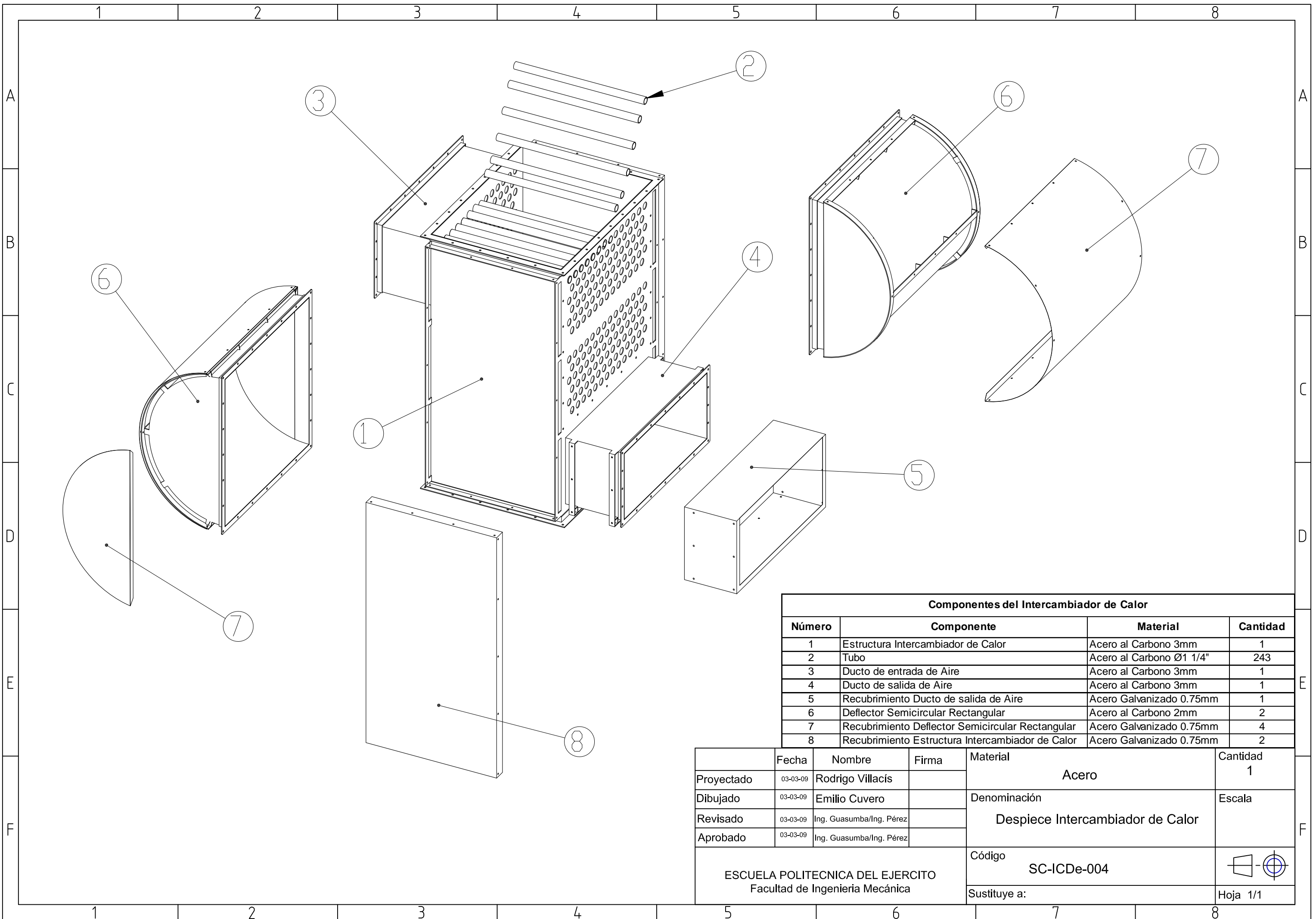


Brida de Conexión
Escala 1:5



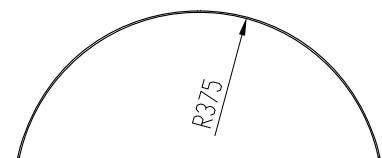
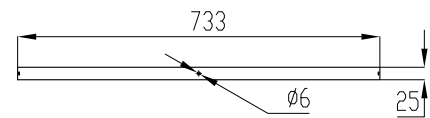
Marco Inferior y Superior
Escala 1:15

	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Cámara de Combustión	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código	SC-CCo-003
				Sustituye a:	Hoja 1/1



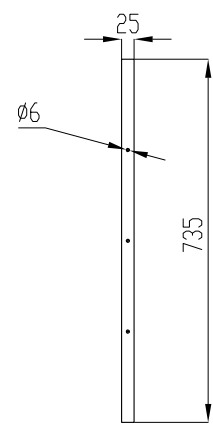
Componentes del Intercambiador de Calor			
Número	Componente	Material	Cantidad
1	Estructura Intercambiador de Calor	Acero al Carbono 3mm	1
2	Tubo	Acero al Carbono Ø1 1/4"	243
3	Ducto de entrada de Aire	Acero al Carbono 3mm	1
4	Ducto de salida de Aire	Acero al Carbono 3mm	1
5	Recubrimiento Ducto de salida de Aire	Acero Galvanizado 0.75mm	1
6	Deflector Semicircular Rectangular	Acero al Carbono 2mm	2
7	Recubrimiento Deflector Semicircular Rectangular	Acero Galvanizado 0.75mm	4
8	Recubrimiento Estructura Intercambiador de Calor	Acero Galvanizado 0.75mm	2

	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Despiece Intercambiador de Calor	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingenieria Mecánica				Código SC-ICDe-004	
				Sustituye a:	



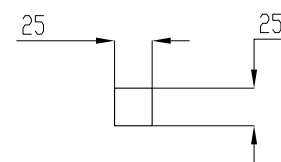
Platina horizontal
Espesor 3.175mm

Escala 1:15



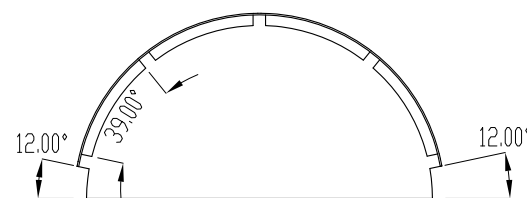
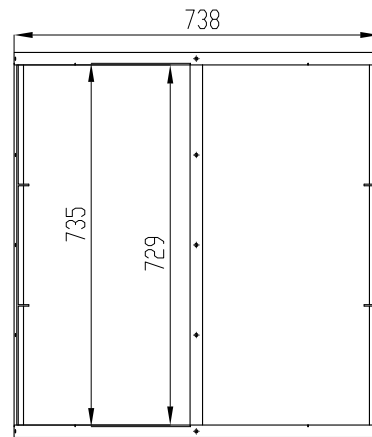
Platina vertical
Espesor 3.175mm

Escala 1:15



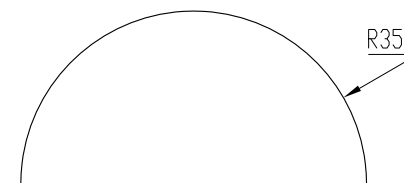
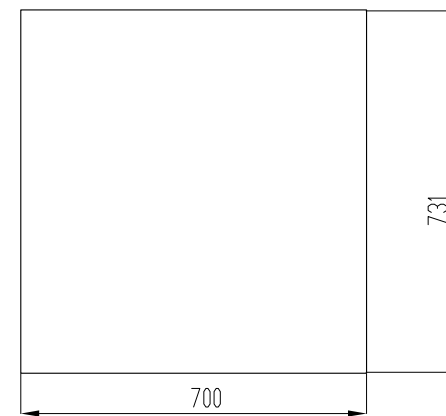
Platina de unión
Espesor 3.175mm

Escala 1:5



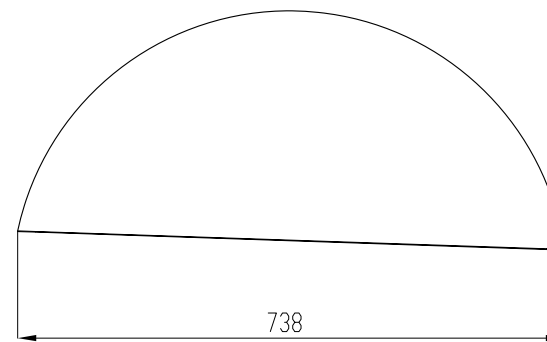
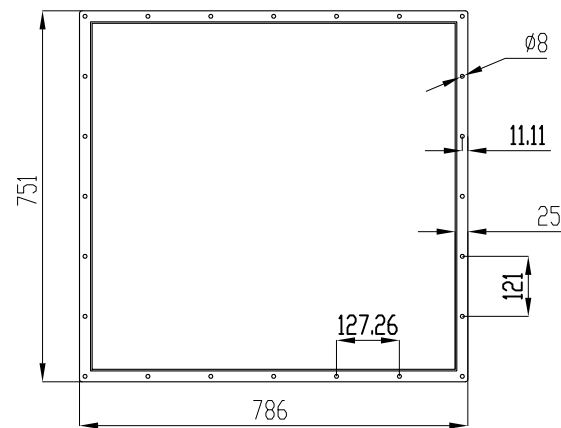
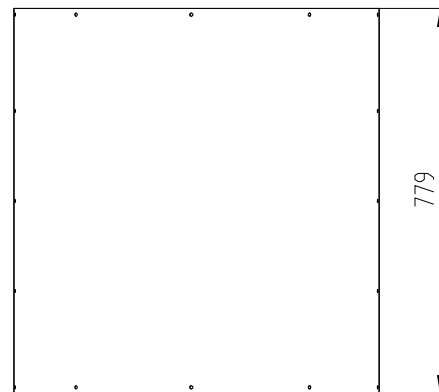
Deflector Semicircular
Rectangular, Ensamble
Espesor 2mm

Escala 1:15



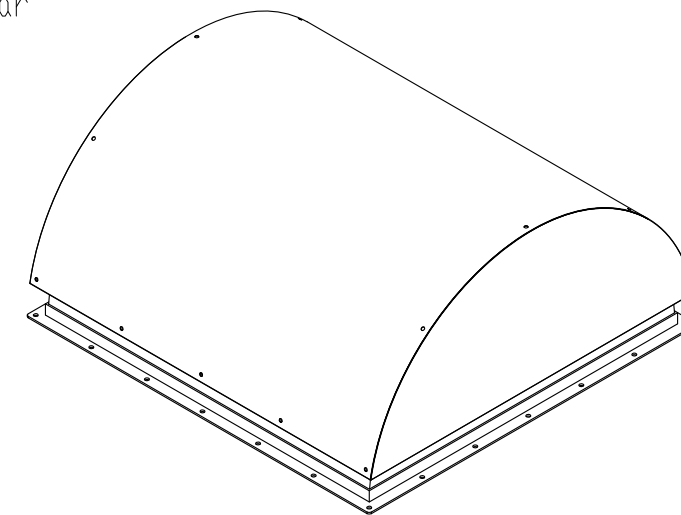
Deflector Semicircular
Rectangular
Espesor 2mm

Escala 1:15



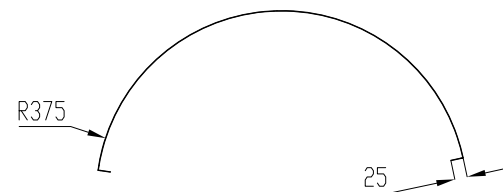
Recubrimiento Lateral Deflector
Semicircular Rectangular
Espesor 0.75mm

Escala 1:15



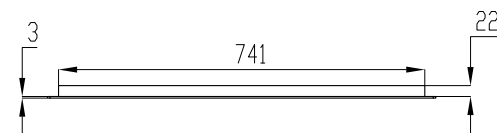
Isometría Deflector Semicircular
Rectangular

Escala 1:12



Recubrimiento Deflector
Semicircular Rectangular
Espesor 0.75mm

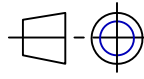
Escala 1:15

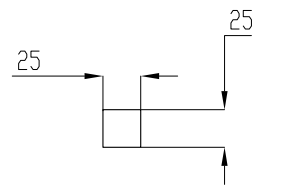


Marco del Deflector

Escala 1:15

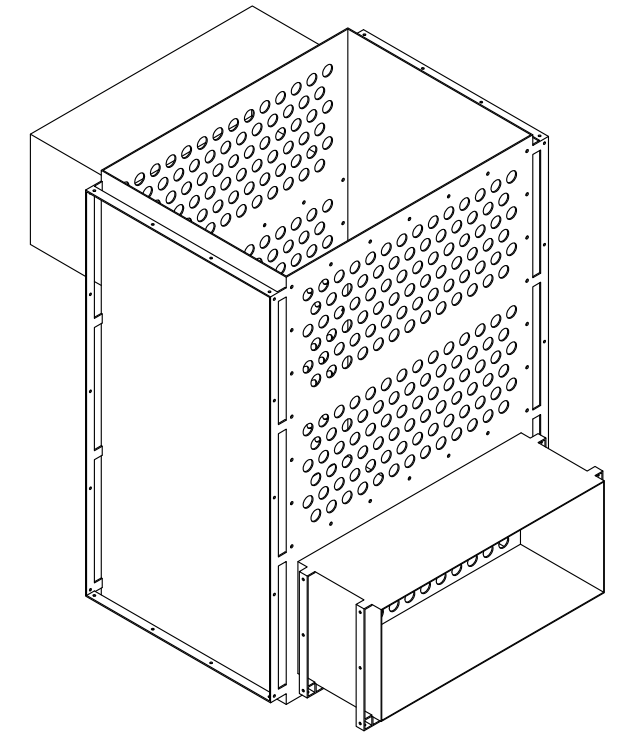
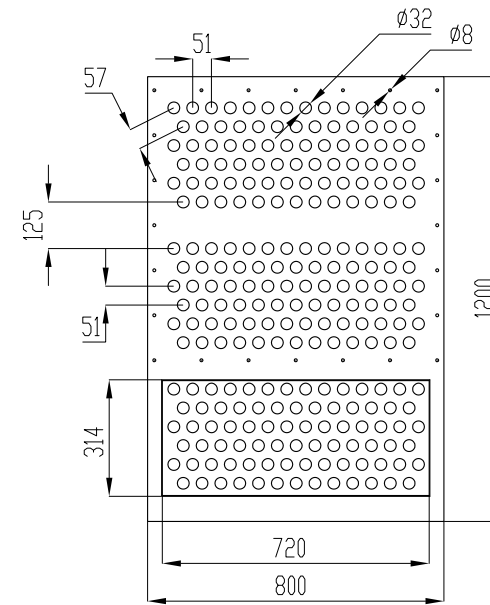
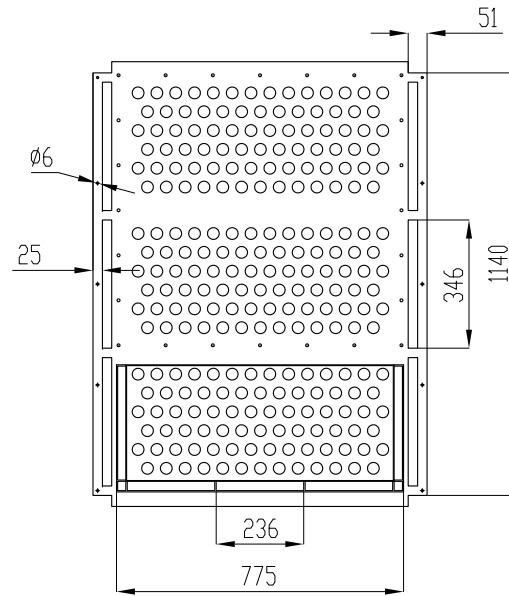
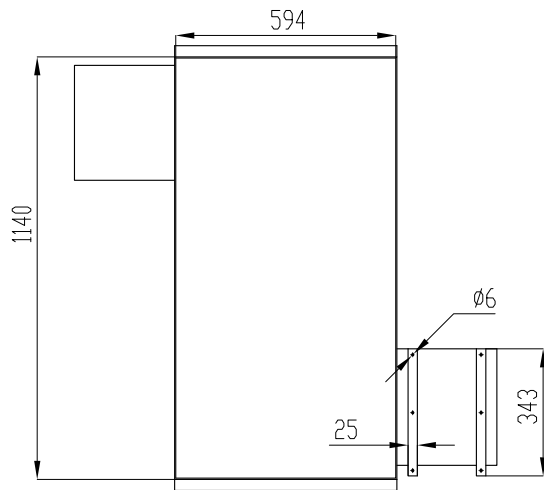
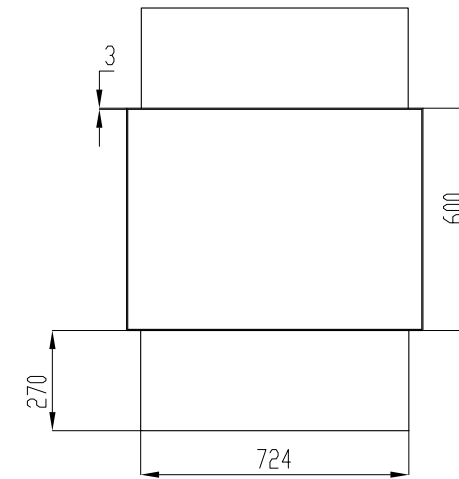
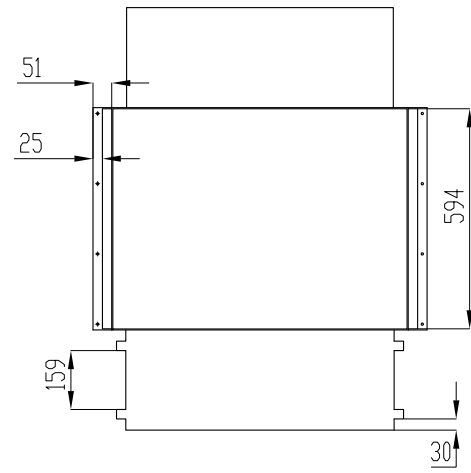
Tol. gen \pm 1 mm

	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Deflector Semicircular Rectangular	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingenieria Mecánica				Código	
				Sustituye a:	



Platina de unión
Espesor 3.175mm

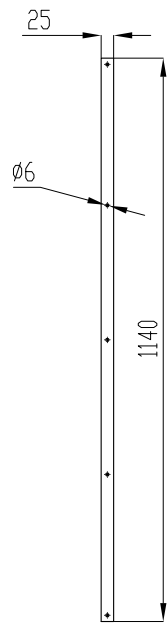
Escala 1:5



Isometría Intercambiador de Calor sin Recubrimientos
Escala 1:17

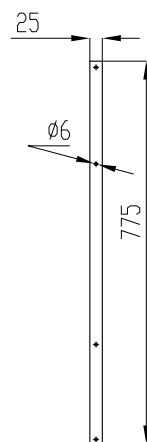
Ensamble Intercambiador de Calor con Recubrimientos
Escala 1:20

Ensamble Intercambiador de Calor sin Recubrimientos
Escala 1:20



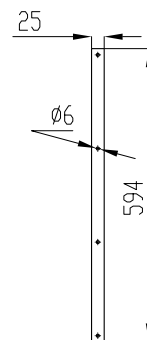
Platina Vertical de Recubrimiento I. de Calor
Espesor 3.175mm

Escala 1:15



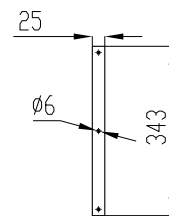
Platina Horizontal de Recubrimiento Ducto
Espesor 3.175mm

Escala 1:15



Platina Horizontal de Recubrimiento I. de Calor
Espesor 3.175mm

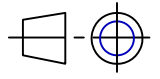
Escala 1:15

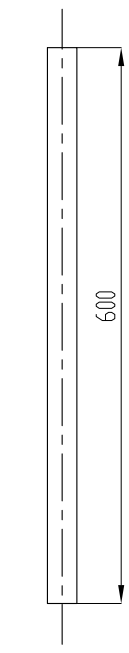


Platina Vertical de Recubrimiento Ducto
Espesor 3.175mm

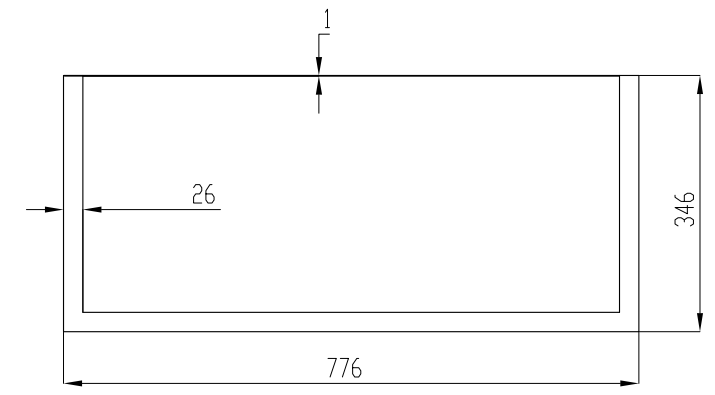
Escala 1:15

Tol. gen ± 1 mm

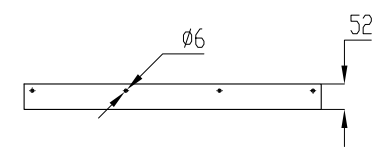
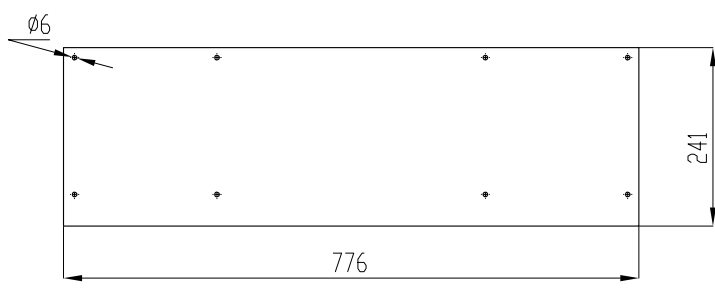
	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Intercambiador de Calor sin recubrimientos	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código	
				Sustituye a:	



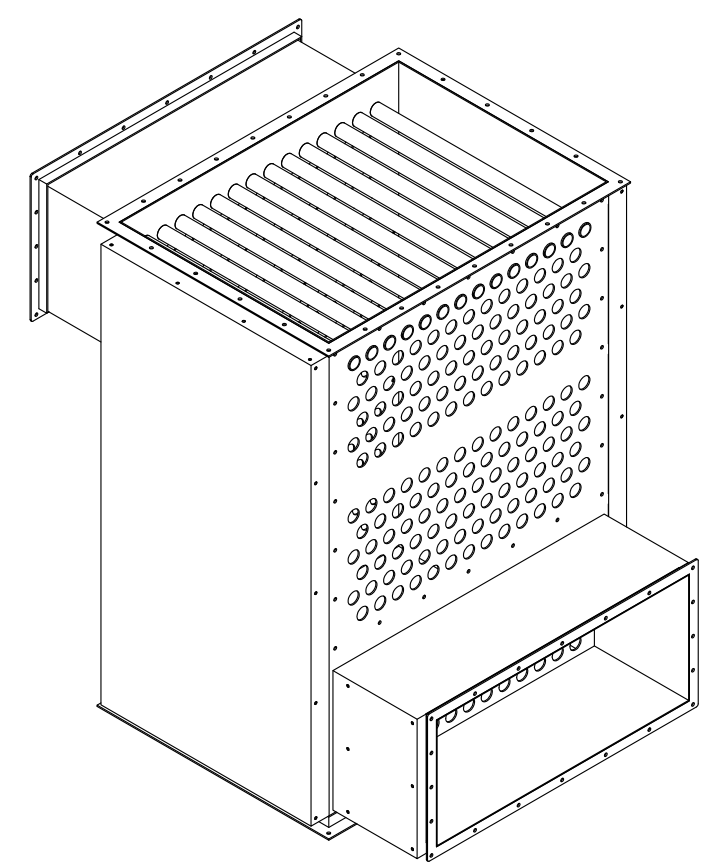
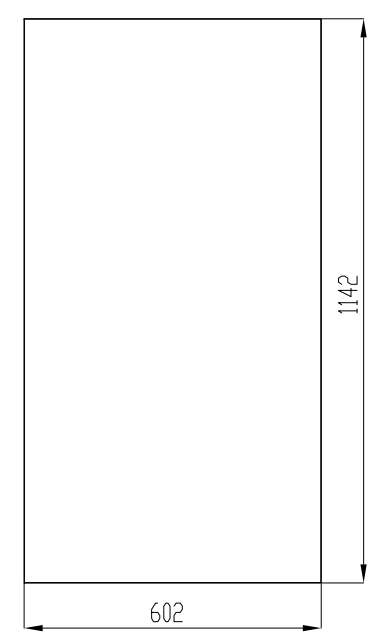
Tubo del Intercambiador de Calor
Escala 1:8



Recubrimiento del Ducto de Salida
Espesor 0.75mm
Escala 1:10

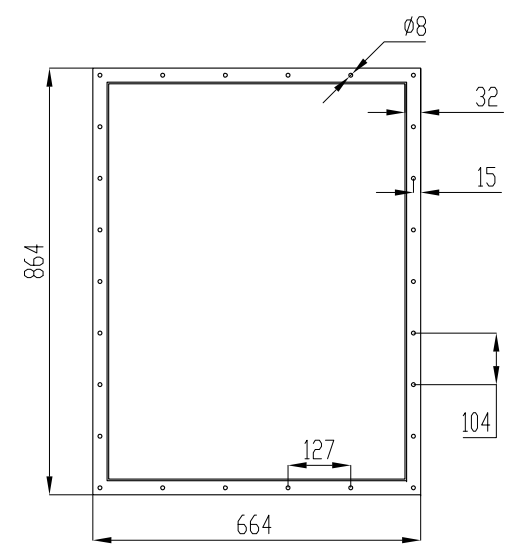


Recubrimiento Lateral de Intercambiador de Calor
Espesor 0.75mm
Escala 1:15

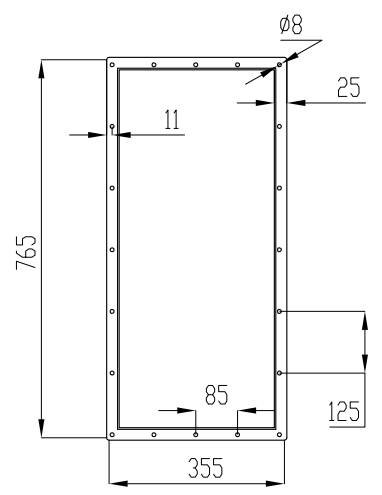


Isometría Intercambiador de Calor con Recubrimientos
Escala 1:15

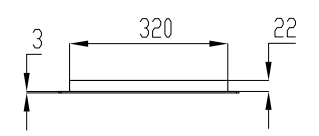
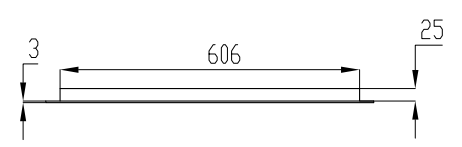
Tol. gen ± 1 mm



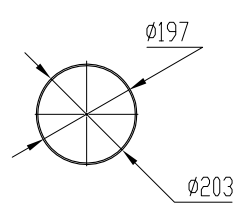
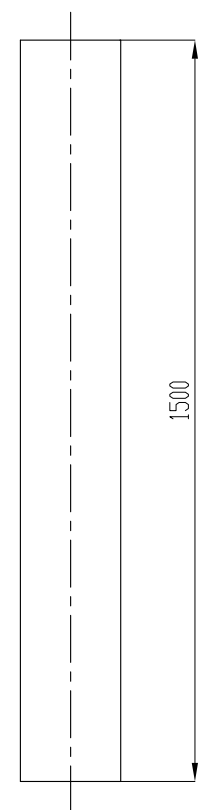
Marco Inferior y Superior del Intercambiador de Calor
Escala 1:15



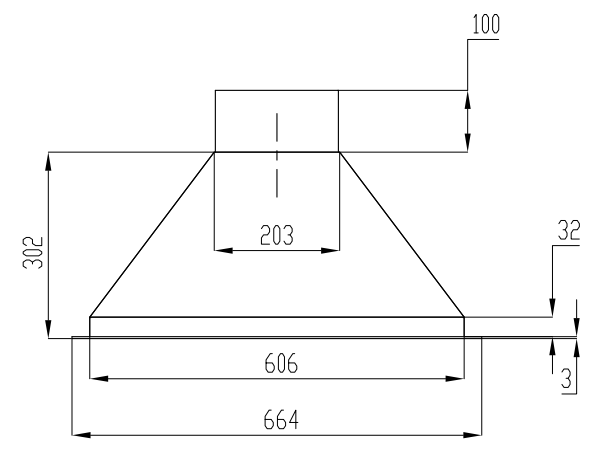
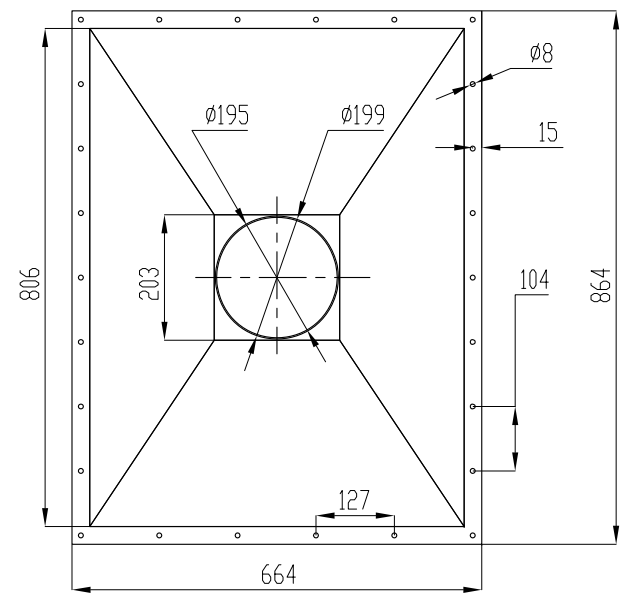
Marco de los Ductos de Entrada y Salida
Escala 1:15



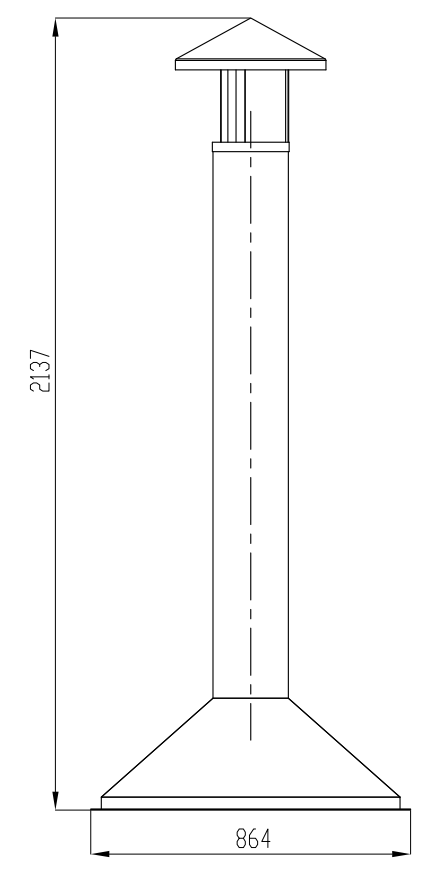
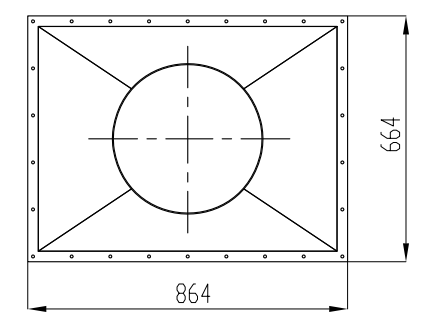
	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Intercambiador de Calor con recubrimientos	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código SC-ICCr-007	 Hoja 1/1
				Sustituye a:	



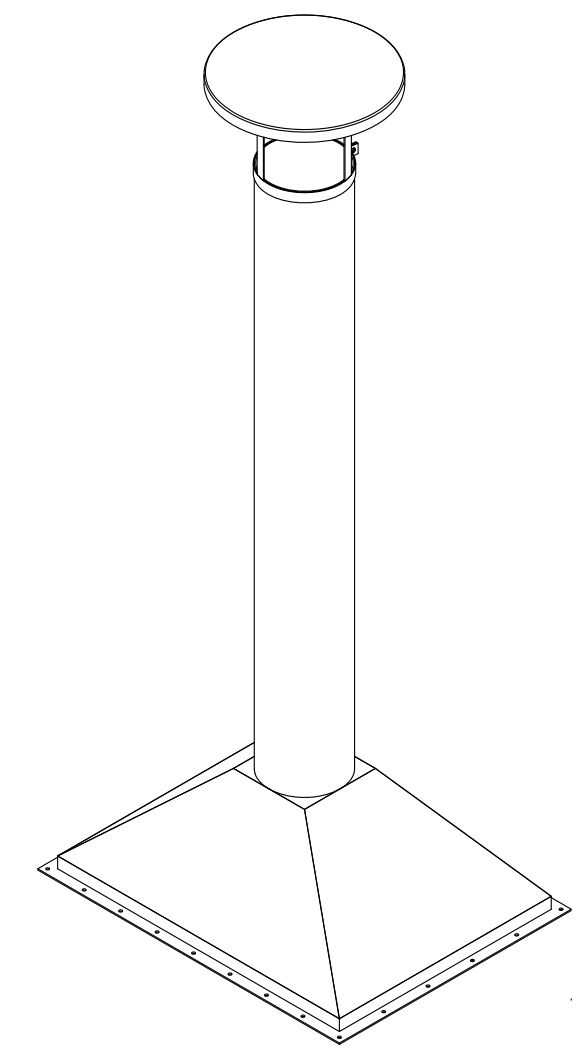
Ducto de Salida de Gases
Escala 1:15



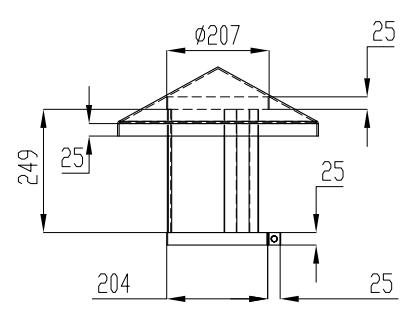
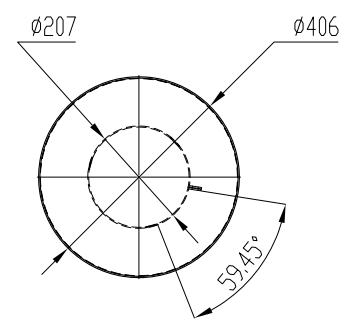
Estructura de Soporte
Escala 1:12



Ensamble Módulo de Tiro
Escala 1:20



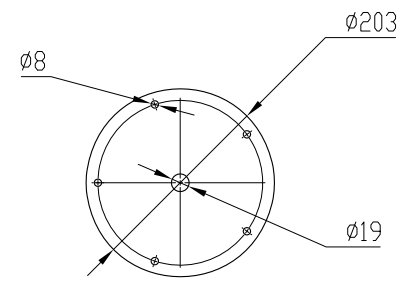
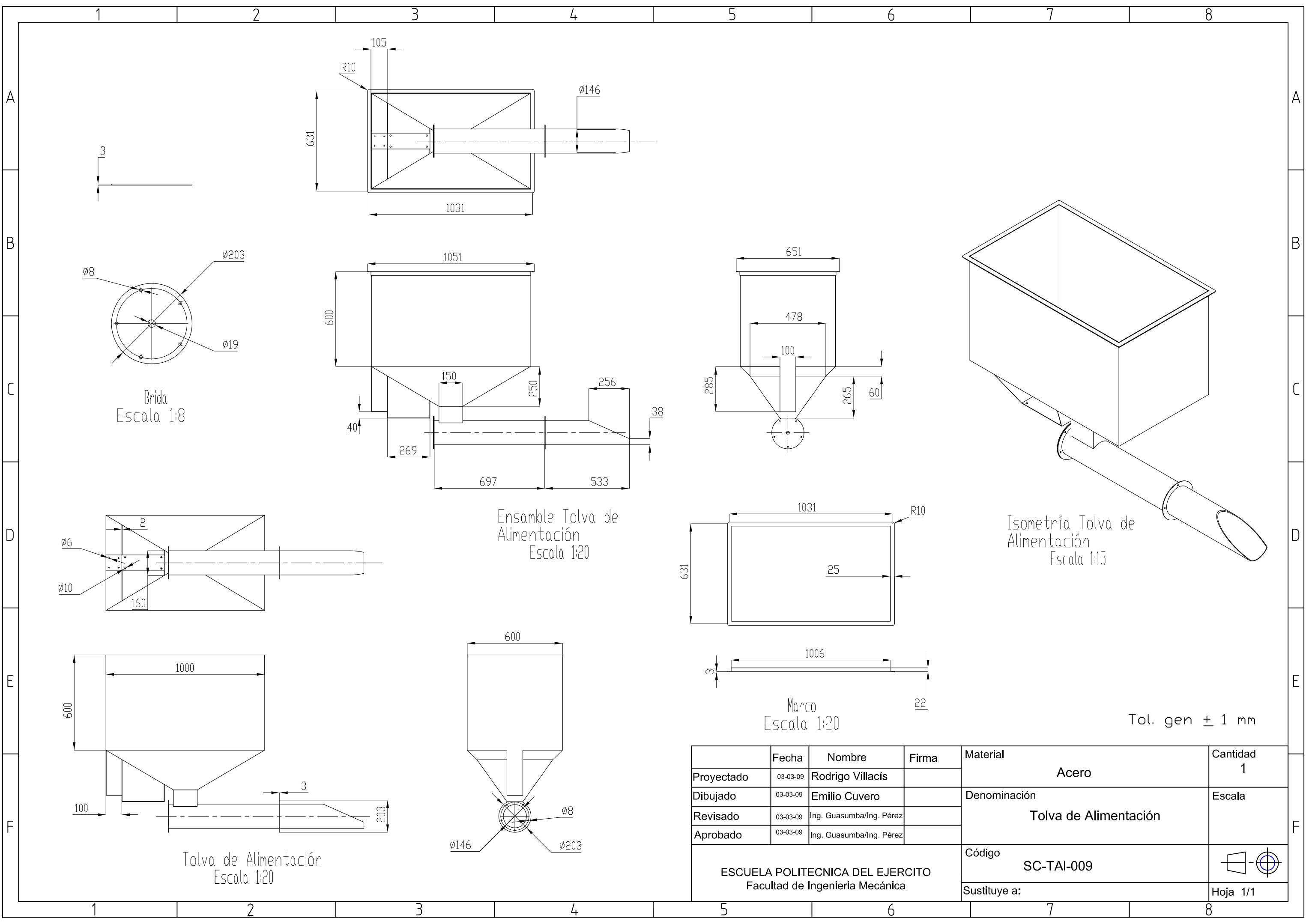
Isometría Módulo de Tiro
Escala 1:15



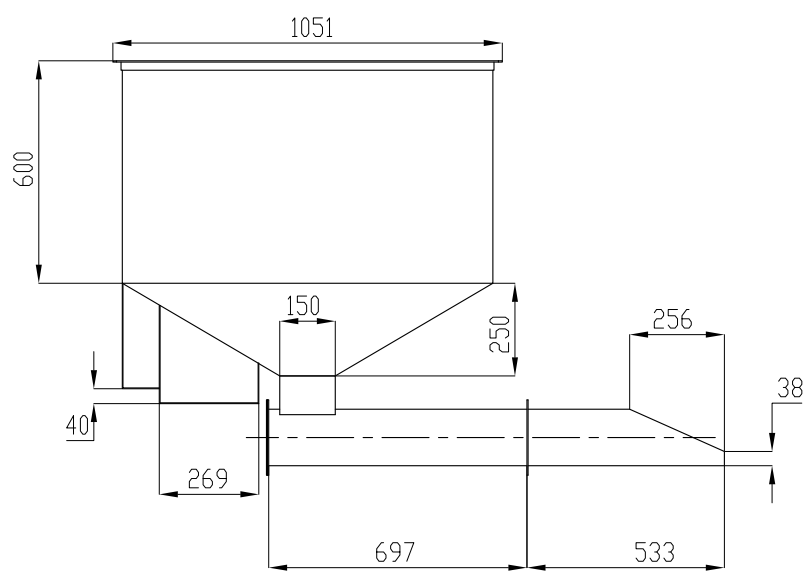
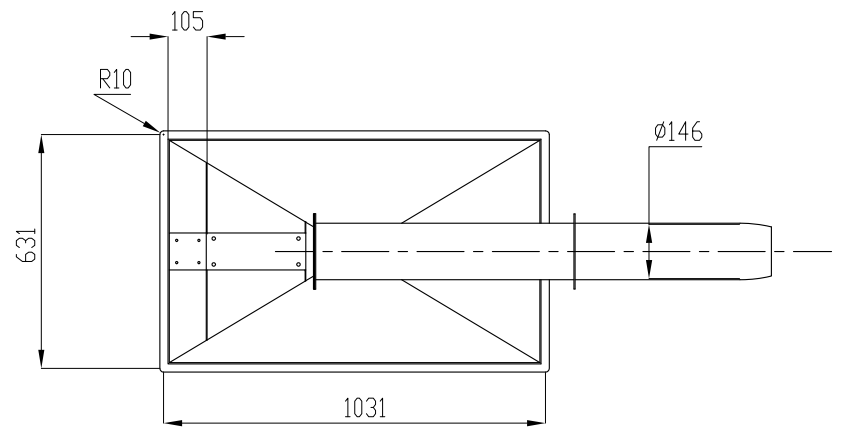
Sombrero Chino
Escala 1:15

Tol. gen ± 1 mm

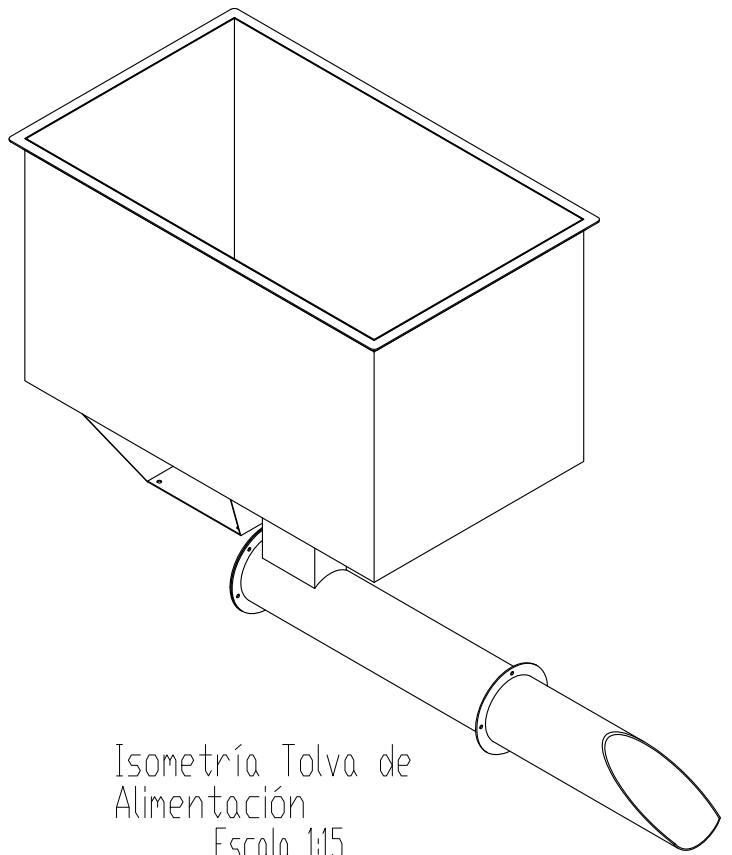
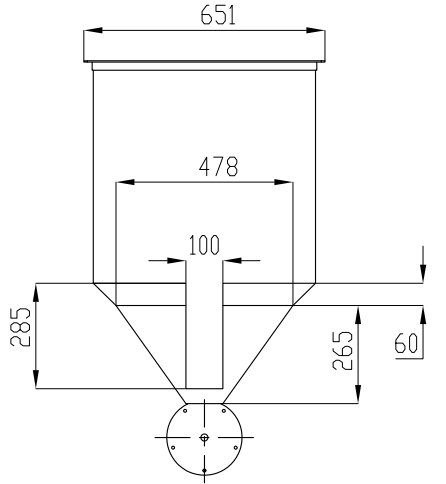
	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Módulo de Tiro	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código	
				SC-MTi-008	
				Sustituye a:	Hoja 1/1



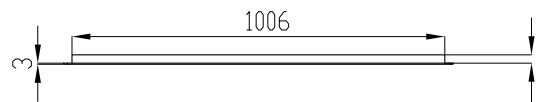
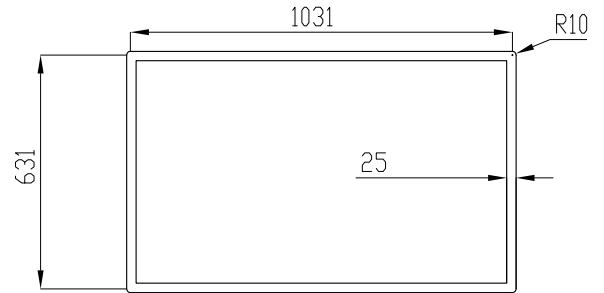
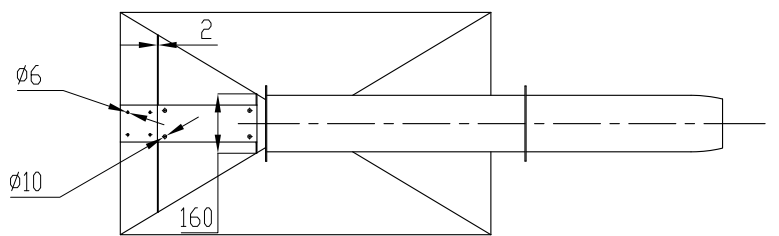
Brida
Escala 1:8



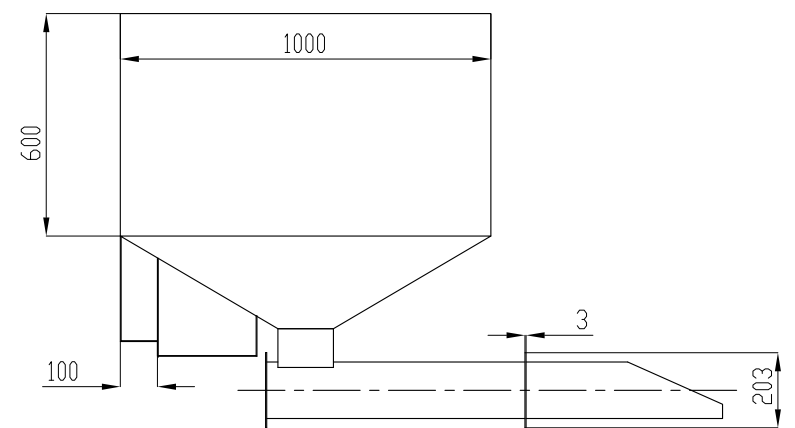
Ensamble Tolva de Alimentación
Escala 1:20



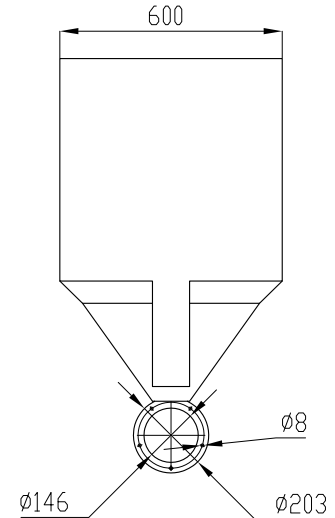
Isometría Tolva de Alimentación
Escala 1:15



Marco
Escala 1:20

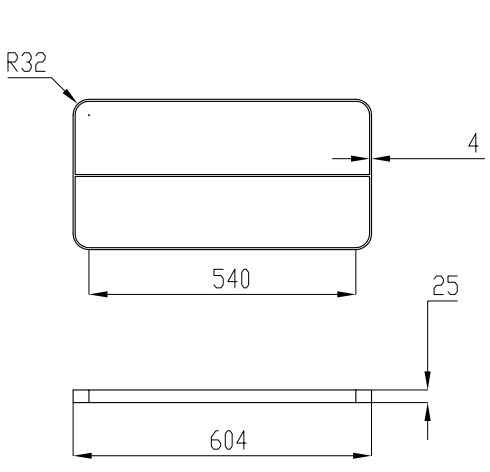
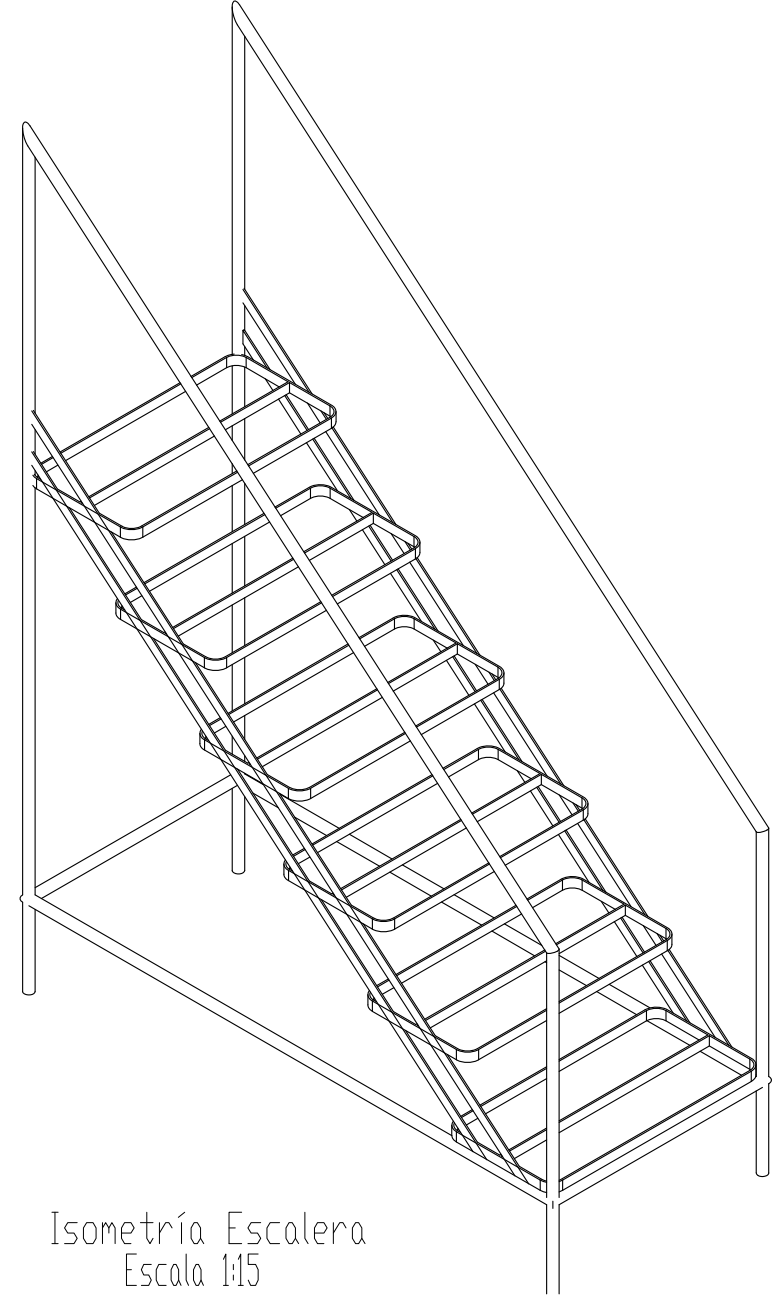
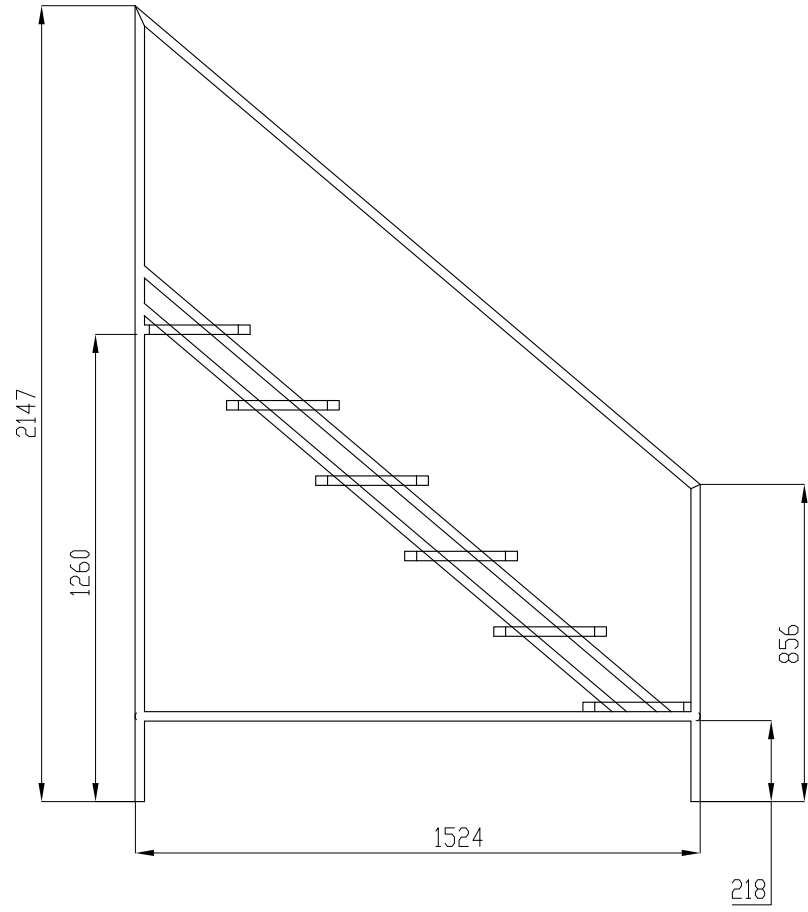
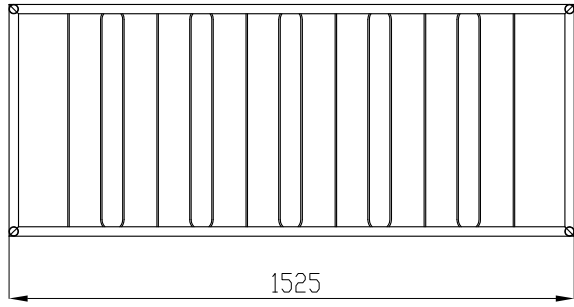
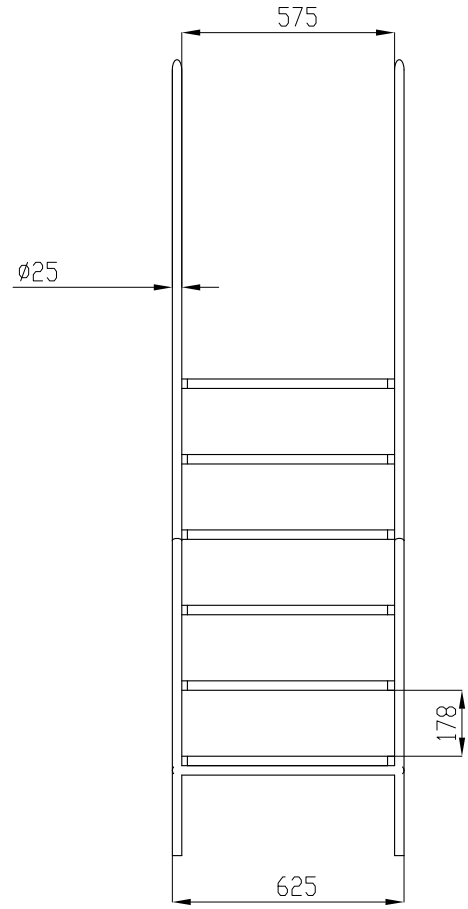
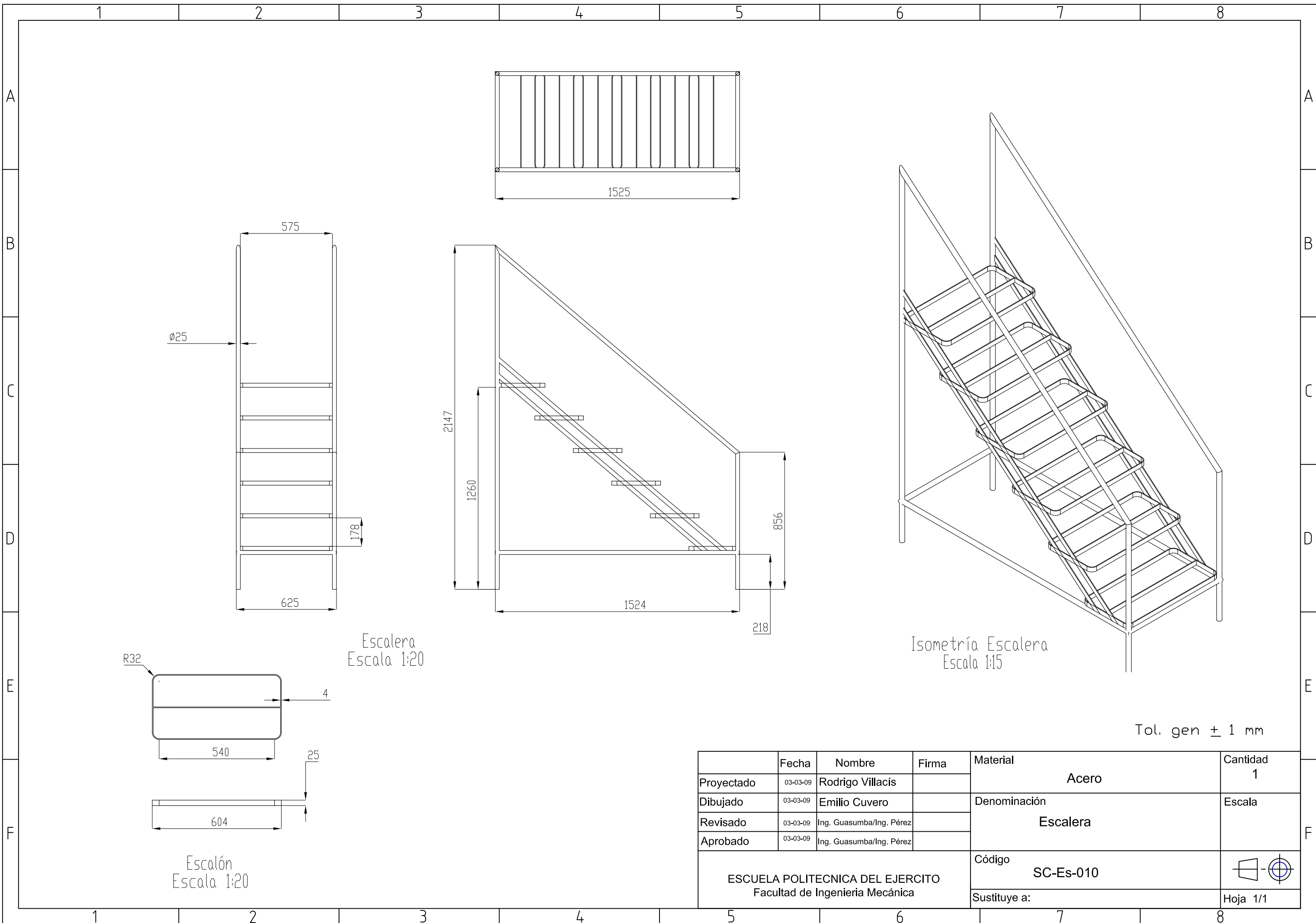


Tolva de Alimentación
Escala 1:20



Tol. gen ± 1 mm

	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Tolva de Alimentación	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código	
				SC-TAI-009	
				Sustituye a:	Hoja 1/1

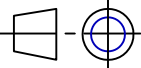


Escalera
Escala 1:20

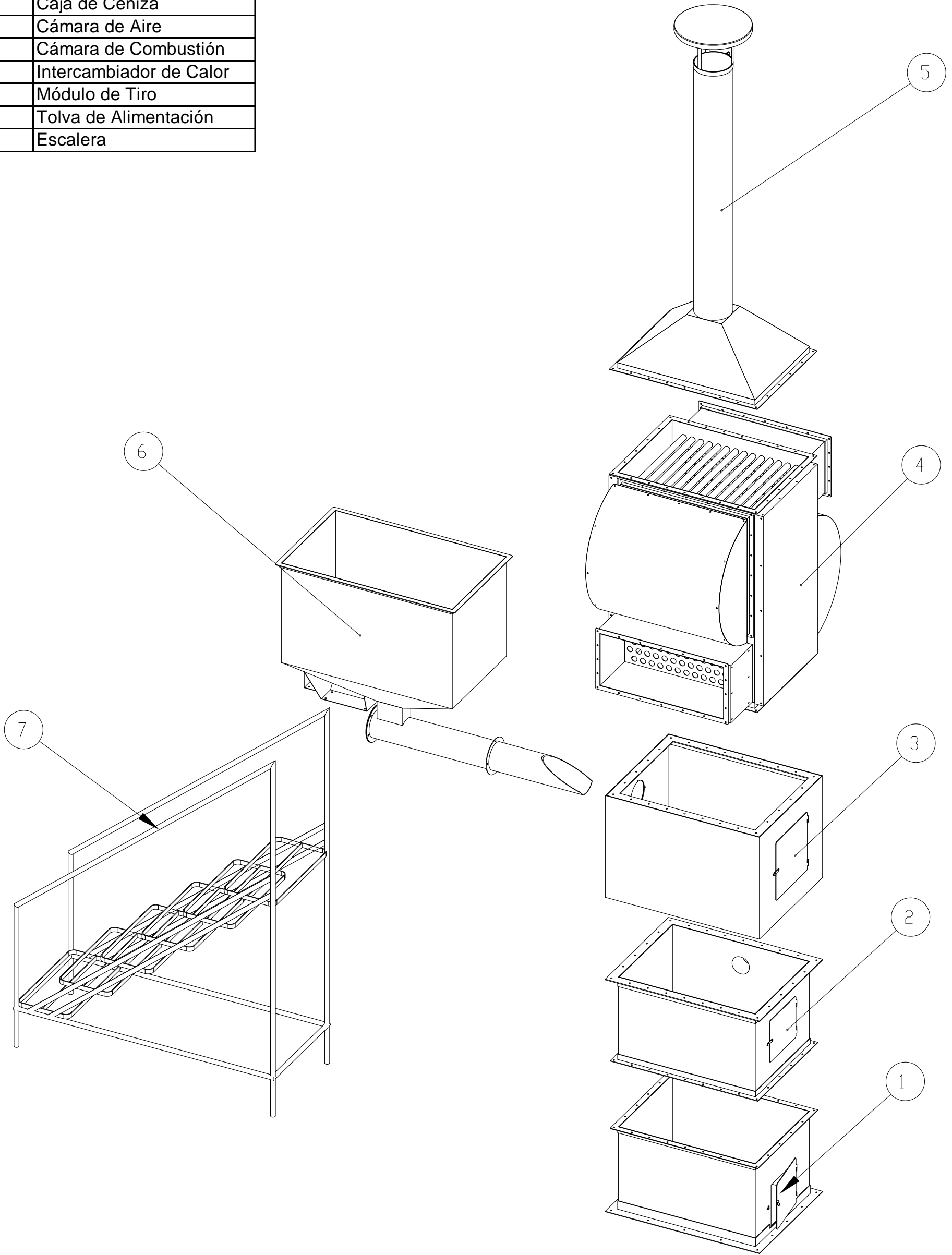
Isometría Escalera
Escala 1:15

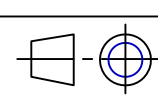
Escalón
Escala 1:20

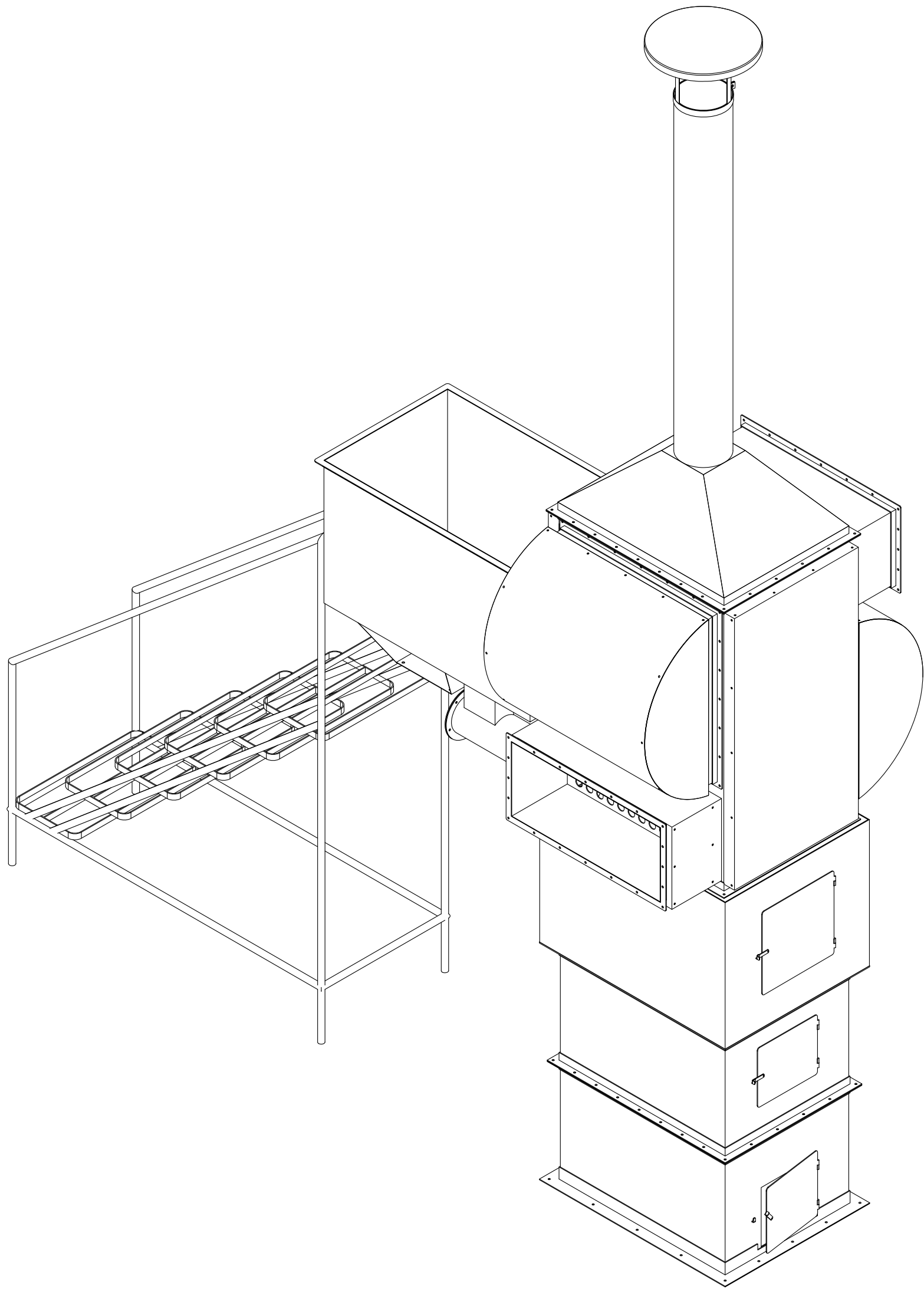
Tol. gen ± 1 mm

	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escalera
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Escalera	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingenieria Mecánica				Código	SC-Es-010
				Sustituye a:	
					 Hoja 1/1

Sistema de Combustión	
Elemento	Descripción
1	Caja de Ceniza
2	Cámara de Aire
3	Cámara de Combustión
4	Intercambiador de Calor
5	Módulo de Tiro
6	Tolva de Alimentación
7	Escalera



	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Despiece Sistema de Combustión	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código	
				Sustituye a:	
				SC-DSCo-011	



	Fecha	Nombre	Firma	Material	Cantidad
Proyectado	03-03-09	Rodrigo Villacís		Acero	1
Dibujado	03-03-09	Emilio Cuvero		Denominación	Escala
Revisado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez		Sistema de Combustión	
Aprobado	03-03-09	Ing. Guasumba/Ing. Pérez			
ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO Facultad de Ingeniería Mecánica				Código	
				SC-DSCo-012	
				Sustituye a:	

ANEXO G

MANUAL DE USUARIO Y MANTENIMIENTO:

MANUAL DE USUARIO

Encendido

1. Revisar el estado de los ladrillos refractarios en la Cámara de Combustión.
2. Limpiar los posibles residuos presentes en la Cámara de Combustión.
3. Revisar el estado de los ventiladores, tratar de retirar elementos que puedan provocar anomalías en el funcionamiento de los mismos.
4. Revisar que el venterol superior de secado se encuentre abierto al 100%.
5. Revisar que el venterol inferior de combustión se encuentre abierto mas allá de la mitad de su regulación
6. Revisar las conexiones eléctricas para asegurar la alimentación de los equipos y su correcto funcionamiento, visualizar el estado de los cables para evitar cortocircuitos.
7. Conectar los dos enchufes provenientes del tablero a una toma de distribución de energía eléctrica.
8. Preparar la biomasa para la ignición de la combustión.
9. Acomodar la biomasa dentro de la Cámara de Combustión tratando de formar una hoguera.
10. Encender la hoguera.
11. Encender en el Tablero de control el interruptor superior correspondiente al ventilador de secado y controlar que la luz piloto del tablero se encienda.
12. Esperar el tiempo necesario para que el fuego dentro de la Cámara de Combustión haya alcanzado plenitud.
13. Encender en el Tablero de control el interruptor intermedio correspondiente al venterol de combustión, controlar que la luz piloto del tablero se encienda.
14. Encender en el Tablero de control el interruptor inferior que corresponde al motoreductor de alimentación de Biomasa, controlar que la luz piloto del tablero se encienda.
15. Controlar en la Cámara de Combustión que la hoguera se mantenga a plenitud.

Apagado

1. Apagar en el tablero de Control el interruptor inferior que corresponde al motoreductor de alimentación de Biomasa y Controlar que la luz piloto del tablero se apague.
2. Apagar en el tablero de Control el interruptor intermedio correspondiente al venterol de combustión y Controlar que la luz piloto del tablero se apague.
3. Apagar la hoguera en la Cámara de Combustión.
4. Apagar en el tablero de Control el interruptor superior correspondiente al ventilador de secado y Controlar que la luz piloto del tablero se apague.
5. Desconectar los dos enchufes provenientes del Tablero de control.

PRECAUCIONES

- No manipular el Tablero de Control, sin conocimiento previo de las instalaciones.
- No permitir que los motores eléctricos y el tablero de control tengan contacto con el agua.
- Cuidar el estado de los cables eléctricos y enchufes para así evitar cortocircuitos.
- Dado que los ventiladores son elementos rotativos, mantener las precauciones del caso y evitar manipularlos mientras estén encendidos; además no introducir elementos extraños en los mismos.
- Mientras se esté controlando el fuego en la Cámara de Combustión utilizar la protección necesaria para evitar quemaduras y para evitar problemas debido a la emisión de gases.
- Evitar el contacto con las paredes externas de la Cámara de Combustión mientras el equipo se encuentre en operación, esto debido a las altas temperaturas que pueden alcanzar.

POSIBLES FALLAS

FALLO	RECOMENDACIÓN
Ventilador de Secado No se enciende	Revisar el relé térmico dentro del tablero de Control
	Revisar la alimentación eléctrica del tablero
	Revisar el cable del Ventilador
	Buscar servicio técnico especializado
Venterol de Combustión No se enciende	Revisar el fusible dentro del tablero de Control
	Revisar la alimentación eléctrica del tablero
	Revisar el cable del Venterol
	Buscar servicio técnico especializado
Motoreductor de Alimentación No se enciende	Revisar el fusible dentro del tablero de Control
	Revisar la alimentación eléctrica del tablero
	Revisar el cable del Venterol
	Buscar servicio técnico especializado
El ladrillo refractario se encuentra dañado	De ser necesario reemplace las piezas dañadas
	Si el daño es menor use masilla refractaria para reparar el daño
El flujo de aire de secado ha disminuido	Limpiar los tubos del Intercambiador de Calor
	Revisar la hermeticidad entre los deflectores semicirculares rectangulares y la estructura del Intercambiador de Calor
El Tornillo sin fin tiene problemas al girar	Revisar la alineación de la las chumaceras del mismo
	Engrasar las chumaceras

PLAN DE MANTENIMIENTO

Semanal

- Limpiar la Cámara de Combustión
- Limpiar la Caja de Cenizas
- Limpiar la Chimenea
- Limpieza de Tolva de Alimentación de Biomasa
- Limpieza externa de la pintura (Con un paño húmedo)

Semestral

- Limpieza de tubos del Intercambiador de Calor
- Limpieza de los deflectores semicirculares rectangulares
- Revisión de ladrillos refractarios
- Limpieza de Parrilla de la Cámara de Combustión
- Lubricación y alineación de chumaceras del Tornillo sin fin.
- Revisión del estado de los cables y enchufes del sistema eléctrico.

Anual

- Mantenimiento básico eléctrico de todos los motores
- Limpieza interna del tablero de control
- Revisión de estado de corrosión.