

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE



**“PRECALENTAMIENTO SOLAR DE AIRE DE
INGRESO A CALDERAS INDUSTRIALES Y SU
EVALUACIÓN TÉCNICA - ECONÓMICA”**

FELIPE CRISTÓBAL RIVERA ROJAS

**MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO INDUSTRIAL**

PROFESOR GUÍA: MG. ING. JAIME ESPINOZA S.

PROFESOR CORREFERENTE: DR. ING. MARIO TOLEDO T.

OCTUBRE - 2016

Agradecimientos

A mis padres, por su amor y apoyo incondicional en cada una de las etapas vividas durante estos años de vida y de formación como Ingeniero. Por sus consejos y valores entregados, por ser un pilar fundamental en mi vida y haber hecho de mí la persona que soy.

A mis hermanos Pablo y Juan Carlos, quienes a pesar de las bromas por demorar estos años, siempre me han demostrado su apoyo, cariño y preocupación, tendiéndome una mano siempre que lo he necesitado.

A mi mami Chela, mi abuela que siempre estuvo preguntándome cuanto me faltaba para terminar....mami, he terminado! Gracias por tu cariño y amor.

A mi niña, con quien vivimos tantas etapas juntos, gracias por estar ahí siempre conmigo, demostrándome tu apoyo, amor y cariño, instándome a seguir cuando pensaba que ya no se podía más. Gracias por ser la persona que eres y estar ahí para mí siempre.

A mis amigos de toda la vida, con quienes crecí y he vivido parte de los mejores momentos de mi vida, esos amigos que son pocos pero que valen por miles.

A mis amigos de universidad, y a mis amigos y compañeros de banda, con quienes hemos pasado momentos de penas, alegrías y horas de rock y música, han sido lo mejor de esta etapa universitaria.

Finalmente, agradecer a don Eugenio Curé por darme la oportunidad de desarrollar mi trabajo de título en el Hospital Carlos Van Buren y siempre estar dispuesto a colaborar y aportar con la información que fuese necesaria y a todas las personas que trabajan con él. A don Mario, operador de caldera, quien desinteresadamente siempre me ayudo.

Infinitas gracias a todos!

*A mis padres, hermanos, mamá chela y a mi niña,
porque sin ustedes nada de esto hubiese sido posible...*

RESUMEN

El presente trabajo de título se centra en el precalentamiento solar de aire de ingreso a calderas industriales y su evaluación técnica - económica, para lo cual se estudia y analiza la implementación de un sistema de calentamiento solar basado en colectores solares de aire denominado sistema de Techo Solar Activo (TSA por sus siglas). Este sistema ha sido evaluado para determinar su posible implementación en las dependencias del Hospital Carlos Van Buren de Valparaíso, específicamente en la sala de calderas, siendo el objetivo principal la reducción de los consumos de combustible actuales que presentan las calderas.

Se han determinado aportes del sistema TSA, en términos de incremento de temperatura, que varían entre 15 - 30°C por sobre la temperatura ambiente dependiendo de la época del año. Se destaca que la orientación de las superficies del techo no es la más óptima (orientación Este - Oeste), existiendo pérdidas de radiación solar estimadas en un 15%. Estas pérdidas limitan los incrementos de temperatura al existir menos energía disponible, además, las condiciones arquitectónicas entre la sala de calderas y la torre quirúrgica generan sombras sobre el techo limitando el uso del sistema TSA, por lo cual se han modelado dichas sombras y se determina un tiempo de uso del sistema correspondiente a 2640 [h/año].

A su vez, se plantea el uso de un intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo para aprovechar el calor del manto ducto gases a chimenea, trayendo consigo un incremento adicional de la temperatura del aire proveniente del sistema TSA, la disminución de la temperatura de los gases de escape y el consiguiente incremento en la eficiencia de las calderas debido a la reducción de las pérdidas de energía asociadas a dichos gases.

Se proyectan incrementos de eficiencia entre 0,6 - 2,4% en la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5) y entre 1,3 - 3,4% en la caldera N°2 (combustible Gas Natural), dependiendo de si se utiliza solo aire precalentado proveniente del sistema TSA o aire precalentado proveniente del sistema TSA combinado con el intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo, siendo esta última configuración la que presenta mejores resultados.

Del mismo modo, y como consecuencia de los incrementos de eficiencia, se proyecta una disminución en el consumo de combustible entre 0,9 - 3,8 [kg/h] en el caso de la caldera N°1 y entre 2 - 5,7 [kg/h] en el caso de la caldera N°2, dependiendo nuevamente del tipo de configuración en uso.

Desde el punto de vista económico, la implementación del sistema TSA para precalentamiento solar de aire de ingreso a calderas posee un costo de inversión de \$8.334.046 (2,48 UF/m²). Su implementación genera ahorros anuales proyectados correspondientes a:

	Caldera N°1	Caldera N°2
Sólo sistema TSA	\$722.672.-	\$8.184.000.-
Sistema TSA + IC	\$2.952.192.-	\$21.315.600.-

Realizada la evaluación económica para un horizonte de 10 años, se han obtenido los siguientes indicadores para las dos configuraciones evaluadas.

	Caldera N°1		Caldera N°2	
	Sólo Sistema TSA	Sistema TSA + IC	Sólo Sistema TSA	Sistema TSA + IC
VAN	- \$3.725.219	\$10.372.508	\$39.599.745	\$114.627.237
TIR	- 1,64%	33,99%	88,98%	220,70%
Payback	No recupera	3 años	2 años	1 año

Finalmente, a partir de la evaluación económica, se determina que la utilización de un sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas no es viable por sí solo para ser utilizado en calderas que utilizan Fuel Oil como combustible, sin embargo, si lo es para ser usado en calderas que utilizan gas natural como combustible. Ello se debe al bajo costo del Fuel Oil en comparación al costo del gas natural (\$310/kg $\frac{1}{5}$ US\$1,8/m³), lo cual hace que los ahorros sean marginales frente a la inversión.

La utilización del sistema TSA en conjunto con el intercambiador de calor resultan ser la mejor opción, desde el punto de vista técnico y económico, tanto para calderas que utilizan Fuel Oil como para calderas que utilizan Gas Natural como combustible.

ABSTRACT

This thesis is focused on the study and analysis of a solar air pre-heating entry to industrial boilers system implementation, and its economic evaluation and validation. The study is based on solar air collectors heating system called Active Sun Roof, or TSA. This system has been evaluated to determine its possible implementation in premises of the Hospital Carlos Van Buren, specifically into the boilers room to lower the current fuel consumption.

Depending on the season of the year, TSA system provides incremental variations between 15-30°C over the environmental temperature. The roof surface orientation is not the best (east-west orientation), causing an estimated 15% solar radiation loss. These loss of energy put a limit to the temperature increase, due to less energy available, besides, architectonic conditions of the zone between boilers room and surgery tower generates shadows projected over boilers room's roof. A shadow modelling was performed and an estimated useful time period of 2640 [hours/year] was calculated.

At the same time, the use of a double pipe counter flow heat interchanger was suggested to boost the temperature of the air coming from the TSA system even more, and simultaneously reduce the temperature of the chimney gases, increasing the efficiency.

Depending on two possible configurations, using just the pre-heated air from the TSA system or using a combination of TSA and the heat interchanger which presents better results, projected efficiency growth goes between 0,6 -2,4% in boiler N°1 (Fuel Oil N°5) and between 1,3 – 3,4% in boiler N°2 (Natural Gas Combustion).

In the same way, and as a result of increased efficiency, it's projected a decrease in fuel consumption between 0,9 - 3,8 [kg/hour] for boiler N°1 and between 2 – 5,7 [kg/hour] for boiler N°2, depending again on which configuration is used.

Under economic point of view, the use of TSA system for pre-heated air entry in boiler systems, it has an investment cost of \$8.334.046 (2,48 UF/m²). Its implementation generates annual projected savings according to the following table:

	Boiler N°1	Boiler N°2
TSA System only	\$722.672.-	\$8.184.000.-
TSA + IC System	\$2.952.192.-	\$21.315.600.-

Once the economic evaluation for a 10 years threshold is done, the following indicators were obtained for both configurations tested:

	Boiler N°1		Boiler N°2	
	TSA System Only	TSA + IC System	TSA System Only	TSA + IC System
NPV	- \$3.725.219	\$10.372.508	\$39.599.745	\$114.627.237
IRR	- 1,64%	33,99%	88,98%	220,70%
Payback	No	3 years	2 years	1 years

Finally, based on economic evaluation, the use of TSA system for pre-heated air entry is not viable by itself in Fuel Oil based boilers, however it's viable on Natural Gas based boilers, this is due the low cost of Fuel Oil compared to Natural Gas (\$310/kg ^{v/s} US\$1,8/m³), making the savings minimal against the investment needed.

As a result of this study, the use of TSA system together with a double pipe counter flow heat interchanger is the best option for Fuel Oil and Natural Gas based boilers.

GLOSARIO Y NOMENCLATURA

ω	: Ángulo horario [°]
TSV	: Tiempo Solar Verdadero [h]
L_{med}	: Longitud media [°]
L_{loc}	: Longitud local [°]
E_T	: Ecuación del tiempo [h]
δ	: Declinación [°]
n	: Número de día del año
θ_z	: Ángulo cenital [°]
i	: Ángulo de incidencia [°]
G_0	: Irradiancia en plano horizontal fuera de la atmosfera [W/m ²]
G_{cs}	: Constante solar [w/m ²]
I_0	: Radiación solar en plano horizontal fuera de la atmosfera [kJ/m ²]
I	: Radiación local [kJ/m ²]
G_{meteo}	: Irradiancia medida en plano horizontal [W/m ²]
R_b	: Factor de irradiancia sobre plano inclinado [-]
K_T	: Índice de claridad [-]
I_d	: Radiación difusa en plano horizontal [kJ/m ²]
I_b	: Radiación directa en plano horizontal [kJ/m ²]
I_D	: Radiación directa en plano inclinado [kJ/m ²]
I_R	: Radiación reflejada en plano inclinado [kJ/m ²]
I_{DIF}	: Radiación difusa en plano inclinado [kJ/m ²]
ρ_{suelo}	: Reflexividad del suelo [%]

A_i : Índice anisotropía [-]
 β : Inclinación del panel respecto de la horizontal [°]
 I_T : Radiación total en plano inclinado [kJ/m^2]
 G_T : Irradiancia total en plano inclinado [W/m^2]
 C_{pa} : Calor específico del aire seco [kJ/kg K]
 H : Duración del día solar [°]
 HR : Humedad relativa [%]
 T_{pr} : Temperatura punto de rocío [°C]
 Q : Calor [kW]
 ε_g : Emisividad policarbonato
 ε_p : Emisividad de la placa
 σ : Constante de Boltzman [$\text{W/m}^2 \text{K}^4$]
 α : Absorbencia, fracción de energía absorbida
 τ : Transmisividad, fracción de energía transmitida
 ρ : Reflexividad, fracción de energía reflejada
 Pr : Número de Prandtl
 Nu : Número de Nusselt
 h : Coeficiente de transferencia de calor por convección [$\text{W/m}^2 \text{K}$]
 U_L : Coeficiente global de pérdidas [$\text{W/m}^2 \text{K}$]
 U : Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W/m}^2 \text{K}$]
 F_R : Factor de remoción de calor [-]
 η : Eficiencia [%]
 ΔT : Diferencia de temperaturas
 C : Capacidad calorífica [$\text{kW/}^\circ\text{C}$]
 A_s : Área superficial de transferencia de calor [m^2]
 TSA : Techo Solar Activo
 $HCVB$: Hospital Carlos Van Buren

INDICE GENERAL

<i>Agradecimientos</i>	ii
<i>Dedicatoria</i>	iii
RESUMEN	iv
ABSTRACT	vi
GLOSARIO Y NOMENCLATURA	viii
I INTRODUCCIÓN.....	1
II OBJETIVOS.....	3
OBJETIVO GENERAL	3
OBJETIVOS ESPECIFICOS	3
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO	4
1.1. ENERGÍA SOLAR	4
1.1.1. Radiación Solar	5
1.1.2. Distribución de la Radiación Solar en Chile y el Mundo.....	7
1.1.3. Determinación de Radiación Solar sobre una superficie.....	10
1.2. AIRE ATMOSFÉRICO.....	18
1.2.1. Propiedades del Aire Atmosférico.....	19
1.3. SISTEMA DE TECHO SOLAR ACTIVO (TSA).....	26
1.3.1. Parámetros de Transferencia de calor para caracterización del TSA	28
1.3.2. Eficiencia Techo Solar Activo.....	30
1.3.3. Características constructivas del Sistema de Techo Activo	34

CAPÍTULO II. CALDERAS.....	37
2.1. CALDERA DE VAPOR	38
2.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS.....	38
2.2.1. Clasificación según necesidades energéticas del proceso [6].....	38
2.2.2. Clasificación según disposición de los fluidos [7]	38
2.2.3. Clasificación según presión de trabajo [6]	39
2.2.4. Clasificación según diseño	39
2.2.5. Clasificación según tipo de tiro [8].....	40
2.2.6. Clasificación según el tipo de transferencia de calor dominante.....	41
2.2.7. Clasificación según configuración geométrica.....	41
2.2.8. Clasificación según tipo de combustible	41
2.3. CALDERAS ACUOTUBULARES	42
2.3.1. Componentes Principales Caldera Acuotubular	44
2.3.2. Ventajas y Desventajas de las Calderas Acuotubulares	47
2.4. CALDERAS PIROTUBULARES	48
2.4.1. Componentes Principales Caldera Pirotubular	50
2.4.2. Sistemas de una Caldera de tipo Pirotubular	53
2.4.3. Ventajas y Desventajas de las Calderas Pirotubulares	60
CAPITULO III. CARACTERIZACIÓN ZONA DE ESTUDIO	61
3.1. DESCRIPCIÓN Y CONDICIONES MEDIOAMBIENTALES.....	61
3.2. TEMPERATURA DEL AGUA DE RED.....	63

3.3. GEOMETRÍA SOLAR Y RADIACIÓN SOLAR	64
3.3.1. Inclinación y Azimut	64
3.3.2. Duración del día solar	65
3.3.3. Radiación solar	66
CAPÍTULO IV. INSTALACIONES HOSPITAL CARLOS VAN BUREN.....	67
4.1. SALA DE CALDERAS HOSPITAL CARLOS VAN BUREN	69
4.2. EQUIPOS SALA DE CALDERAS	71
4.2.1. Equipos Circuito Térmico Principal	71
4.2.2. Equipos Circuito Térmico Subestación ACS	73
4.3. CIRCUITO TÉRMICO HCVB	74
4.4. CARACTERIZACIÓN CALDERAS HCVB	76
4.4.1. Temperatura y Composición Gases de Escape.....	76
4.4.2. Tratamiento y consumo de Agua para producción de vapor	78
4.4.3. Rendimiento Calderas	80
4.4.4. Consumo de Combustible.....	80
CAPÍTULO V. CARACTERIZACIÓN TECHO SOLAR ACTIVO	82
5.1. TECHO ACTUAL Y ÁREA DISPONIBLE	82
5.2. RADIACIÓN TOTAL EN TECHO SOLAR ACTIVO.....	86
5.2.1. Geometría Solar	89
5.2.2. Radiación solar incidente sobre plano horizontal.....	90
5.2.3. Radiación solar incidente sobre plano inclinado TSA.....	92
5.3. INCREMENTO DE TEMPERATURA DEL AIRE EN TECHO SOLAR ACTIVO ..	94
5.4. CALOR ÚTIL Y TEMPERATURA DE TRABAJO	98

CAPÍTULO VI. CALOR MANTO DE DESCARGA GASES A CHIMENEA.....	103
CAPÍTULO VII. MEJORA EFICIENCIA CALDERAS Y AHORROS.....	111
7.1. MEJORA EFICIENCIA CALDERAS.....	111
7.1.1. Mejora en eficiencia calderas mediante uso sólo de aire precalentado en sistema TSA.....	112
7.1.2. Mejora en eficiencia calderas mediante uso combinado de aire precalentado en sistema TSA e intercambiador de calor.....	114
7.2. AHORROS ASOCIADOS A MEJORAS EN EFICIENCIA	116
7.2.1. Ahorro de combustible asociado al uso sólo de aire precalentado en sistema TSA	117
7.2.2. Ahorro de combustible asociado al uso combinado de aire precalentado en sistema TSA e intercambiador de calor.....	118
CAPÍTULO VIII. LIMITACIONES OPERACIONALES	119
8.1. LIMITACIONES OPERACIONALES TSA	119
8.1.1. Orientación superficies del Techo Sala Calderas	119
8.1.2. Flujo máximo de aire en TSA	120
8.1.3. Sombras sobre TSA.....	121
8.2. LIMITACIONES OPERACIONALES INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	128
8.3. PÉRDIDAS DE CARGA EN VENTILADORES.....	129
8.3.1. Pérdidas de carga regulares	130
8.3.2. Pérdidas de carga singulares.....	132
8.3.3. Pérdidas totales.....	133
CAPÍTULO IX. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	134
9.1. INDICADORES ECONÓMICOS.....	134
9.2. COSTOS DE INVERSIÓN.....	135

9.3. AHORROS	137
9.3.1. Ahorros monetarios utilizando solo sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas.....	138
9.3.2. Ahorros monetarios utilizando sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas combinado con intercambiador de calor	138
9.4. FLUJO DE CAJA.....	139
9.4.1. Flujo de caja para configuración sólo sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas.....	140
9.4.1. Flujo de caja para configuración sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas combinado con intercambiador de calor	142
CAPÍTULO X. ANÁLISIS DE RESULTADOS	144
CONCLUSIONES.....	148
BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS	152
ANEXOS	154
ANEXO A. PLANO PLANTA SALA DE CALDERAS.....	154
ANEXO B. CÁLCULOS CONSUMO COMBUSTIBLE CALDERAS	155
B.1. Consumo combustible caldera N°1 Fuel Oil N°5.....	155
B.2. Consumo combustible caldera N°2 Gas Natural	156
ANEXO C. DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR ORIENTACIÓN TECHO SALA CALDERAS	157
ANEXO D. TABLAS CÁLCULOS SOLARIMÉTRICOS	160
ANEXO E. TABLAS CÁLCULOS DE CALOR Y ΔT EN TSA.....	172
ANEXO F. TABLAS ANÁLISIS DE SOMBRAS.....	178
ANEXO G. COTIZACIONES PROVEEDORES MATERIALES TSA	190

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Distribución de la radiación solar en el mundo.....	7
Figura 1.2. Radiación solar directa anual en Países de Sudamérica y Chile.....	8
Figura 1.3. Relaciones entre el plano y los rayos solares.....	11
Figura 1.4. Carta Psicométrica a temperaturas normales y nivel del mar.....	25
Figura 1.5. Esquema colector de placa plana para calentamiento de aire.....	26
Figura 1.6. Diagrama flujos de energía colector de placa plana.....	26
Figura 1.7. Sección representativa Sistema Techo Solar Activo.....	35
Figura 2.1. Tipos de tiro acorde a la posición del ventilador centrífugo.....	40
Figura 2.2. Esquema simplificado funcionamiento caldera acuotubular.....	43
Figura 2.3. Funcionamiento del Domo.....	45
Figura 2.4. Esquema simplificado funcionamiento caldera pirotubular.....	49
Figura 2.5. Rutas posibles agua alimentación caldera.....	51
Figura 2.6. Partes principales cadera pirotubular.....	52
Figura 2.7. Componentes del Sistema de Suministro de Aire.....	56
Figura 2.8. Barrido de gases al interior de la caldera.....	57
Figura 2.9. Sistema de combustible piloto.....	58
Figura 2.10. Sistema principal de combustible.....	59
Figura 4.1. Ubicación geográfica Hospital Carlos Van Buren, Valparaíso.....	67
Figura 4.2. Distribución instalaciones HCVB.....	68
Figura 4.3. Circuito térmico principal.....	74
Figura 4.4. Circuito térmico subestación ACS.....	75

Figura 5.1. Determinación ángulo β del techo mediante software Geogebra.....	83
Figura 5.2. Techo orientación Este - Oeste.....	84
Figura 5.3. Posición del sol para día 21 de Marzo Equinoccio Otoño.....	86
Figura 5.4. Posición del sol para día 21 de Junio Solsticio Invierno.....	87
Figura 5.5. Posición del sol para día 21 de Septiembre Equinoccio Primavera.....	87
Figura 5.6. Posición del sol para día 21 de Diciembre Solsticio Verano.....	88
Figura 6.1. Esquema intercambiador de tubo doble a contraflujo.....	104
Figura 8.1. Dimensiones principales Sala calderas y Torre quirúrgica	122
Figura 8.2. Carta solar para la comuna de Valparaíso.....	123
Figura 8.3. Simulación de sombras Torre quirúrgica sobre Sala calderas	125
Figura 8.4. Diagrama de Moody - Determinación factor de fricción.....	131

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Radiación Solar Global Media Anual sobre Superficie Horizontal.....	9
Tabla 1.2. Composición del aire atmosférico (seco).....	18
Tabla 1.3. Parámetros para determinación de U y Fr	28
Tabla 1.4. Números adimensionales para caracterización sistema techo activo.....	29
Tabla 1.5. Parámetros de transferencia de calor para caracterización TSA.....	29
Tabla 1.6. Datos medidos para determinación rendimiento TSA.....	31
Tabla 3.1. Temperatura Ambiente Media Mensual [°C].....	61
Tabla 3.2. Velocidad del Viento Media Mensual [m/s].....	62
Tabla 3.3. Humedad relativa del Aire Media Mensual [%].....	63
Tabla 3.4. Temperatura del Agua de Red Media Mensual y Anual [°C]... ..	63
Tabla 3.5. Azimut para TSA en Hospital Carlos Van Buren... ..	64
Tabla 3.6. Declinación, Latitud, Hora salida del sol y Duración del día solar... ..	65
Tabla 3.7. Radiación Solar Global Media Mensual en plano horizontal [W/m ²].....	66
Tabla 4.1. Sistema Térmico: número de equipos y consumo térmico.....	70
Tabla 4.2. Parámetros de Operación Calderas	76
Tabla 4.3. Temperatura y composición gases de escape Caldera F.O. N°5	77
Tabla 4.4. Temperatura y composición gases de escape Caldera G.N.....	77
Tabla 4.5. Requerimientos Agua Alimentación Calderas de Vapor.....	78
Tabla 4.6. Requerimientos Agua Caldera.....	79
Tabla 4.7. Agua tratada y producción de vapor promedio.....	79
Tabla 4.8. Rendimiento Calderas HCVB.....	80
Tabla 4.9. Consumo Combustible Calderas HCVB.....	81

Tabla 5.1. Dimensiones Sala de Calderas HCVB	82
Tabla 5.2. Parámetros involucrados en la determinación de la geometría solar.....	89
Tabla 5.3. Tabla resumen geometría solar para el mes de Septiembre	90
Tabla 5.4. Parámetros para determinación de la radiación sobre plano horizontal	91
Tabla 5.5. Tabla resumen radiación sobre plano horizontal mes de Septiembre	91
Tabla 5.6. Parámetros determinación de la radiación sobre plano inclinado	92
Tabla 5.7. Albedo para diferentes superficies	93
Tabla 5.8. Tabla resumen radiación sobre techo solar activo mes de Septiembre	94
Tabla 5.9. Temperaturas en sistema TSA para el mes de Septiembre	100
Tabla 5.10. Densidad del aire a distintas temperaturas y densidad media	101
Tabla 5.11. Calor total disponible, calor útil y eficiencia sistema mes Septiembre	102
Tabla 6.1. Punto de rocío ácido y temperatura mínima en chimenea	104
Tabla 6.2. Datos de entrada de los gases de escape y aire TSA	107
Tabla 6.3. Temperatura media mensual Aire TSA y G.E. Caldera N°1 después de intercambiador de calor	108
Tabla 6.4. Temperatura media mensual Aire TSA y G.E. Caldera N°2 después de intercambiador intercambiador de calor	108
Tabla 7.1. Mejora en eficiencia Caldera N°1 utilizando sólo aire precalentado TSA	112
Tabla 7.2. Mejora en eficiencia Caldera N°2 utilizando sólo aire precalentado TSA.....	113
Tabla 7.3. Mejora en eficiencia Caldera N°1 utilizando aire precalentado TSA e IC....	114
Tabla 7.4. Mejora en eficiencia Caldera N°2 utilizando aire precalentado TSA e IC	115
Tabla 7.5. Ahorro combustible F.O.N°5 Caldera N°1 sólo aire precalentado TSA	117
Tabla 7.6. Ahorro combustible G.N. Caldera N°2 sólo aire precalentado TSA	117
Tabla 7.7. Ahorro combustible F.O.N°5 Caldera N°1 aire precalentado TSA e IC	118
Tabla 7.8. Ahorro combustible G.N. Caldera N°2 aire precalentado TSA e IC	118

Tabla 8.1. Análisis de sombra.....	126
Tabla 8.2. Áreas de techo en uso y periodos horarios de uso TSA.....	127
Tabla 8.3. Presiones requeridas para aire de ingreso a calderas.....	129
Tabla 8.4. Valores del factor K para diferentes accesorios.....	132
Tabla 9.1. Indicadores económicos relevantes	134
Tabla 9.2. Costos materiales construcción TSA	135
Tabla 9.3. Costos asociados a mano de obra, servicios de terceros, diseño e ingeniería	136
Tabla 9.4. Costos totales implementación TSA precalentamiento de aire ingreso calderas....	136
Tabla 9.5. Ahorro anual Caldera N°1 utilizando sólo sistema TSA precalentamiento aire.....	138
Tabla 9.6. Ahorro anual Caldera N°2 utilizando sólo sistema TSA precalentamiento aire	138
Tabla 9.7. Ahorro anual Caldera N°1 utilizando sistema TSA combinado con IC	138
Tabla 9.8. Ahorro anual Caldera N°2 utilizando sistema TSA combinado con IC	138
Tabla 9.9. Flujo de Caja Caldera N°1 solo sistema TSA precalentamiento de aire	140
Tabla 9.10. Flujo de Caja Caldera N°2 solo sistema TSA precalentamiento de aire	141
Tabla 9.11. Flujo de Caja Caldera N°1 sistema TSA precalentamiento aire e IC	142
Tabla 9.12. Flujo de Caja Caldera N°1 sistema TSA para precalentamiento de aire e IC	143

I INTRODUCCIÓN

El precalentamiento de aire de ingreso a calderas es una práctica común en el uso de calderas de generación presentes en centrales termoeléctricas, en las cuales se busca mejorar las eficiencias y reducir los altos consumos de combustible fósil requeridos para su operación.

En la actualidad, su uso en calderas industriales de baja y media presión no ha sido implementado mayormente por lo cual resulta atractivo realizar el análisis y validación respecto a la implementación de un sistema de precalentamiento de aire mediante el uso de energía limpia, como lo es la energía solar, que permita incrementar la eficiencia de las calderas. Además, los actuales costos del combustible fósil y su variación inestable durante los últimos años hace que sea requerido buscar alternativas que permitan reducir los consumos y costos en combustible y con ello también, disminuir las emisiones contaminantes a la atmósfera.

El desarrollo del presente trabajo se realiza en la sala de calderas del Hospital Carlos Van Buren de Valparaíso, donde se trabaja con dos calderas pirotubulares con una producción de vapor media de 2000 [kg/h] a una presión de vapor de 80 [psi], con consumo de Fuel Oil N°5 y Gas Natural respectivamente. Los altos costos de este último obligan a buscar alternativas de bajo costo que permitan ahorrar en combustible, ya que al tratarse de un hospital público los presupuestos de gasto y de inversión en mejoras son acotados y es ahí donde el estudio de la implementación de un sistema de precalentamiento de aire por medio de energía renovable cobra validez.

El fin de este trabajo de título es evaluar técnica y económicamente la implementación de un sistema de precalentamiento de aire de ingreso a calderas industriales que permita proveer un flujo de aire determinado, y con un incremento de temperatura por sobre la temperatura ambiente, que cree las condiciones requeridas para una mejor combustión y aprovechamiento térmico, trayendo consigo una mejora en la eficiencia de las calderas y por consiguiente, un ahorro de combustible.

Por otra parte, se considerará el diseño de un intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo el cual utilizará el calor del manto ducto gases a chimenea para aumentar el incremento de temperatura del aire proveniente del sistema TSA, y a su vez enfriar los gases de escape. La disminución de temperatura de los gases de escape se traduce en una reducción de pérdidas de energía y por ende, en un incremento de la eficiencia y ahorro de combustible.

Finalmente, lo que se pretende es la evaluación técnica - económica y validación de la implementación de un sistema de energía limpia que permita ahorrar en combustibles fósiles y más importante aún, que esto se traduzca en un ahorro de costos por concepto de consumo de combustible.

II OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Realizar el estudio técnico y análisis respecto a la implementación de un sistema de precalentamiento de aire de ingreso a calderas industriales y su evaluación económica y validación. Actualmente, tal proceso sólo se realiza en calderas de generación de centrales térmicas. Se estudiará y analizará la implementación de un sistema de calentamiento solar basado en colectores solares de aire denominado “sistema de techo activo de calentamiento de aire”.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

Para cumplir el propósito antes señalado se plantean los siguientes objetivos específicos:

- Evaluar la implementación actual de un sistema de precalentamiento de aire de ingreso a calderas industriales con energía solar.
- Análisis de potenciales ahorros y costos asociados a los requerimientos de combustible y energía actuales.
- Utilización del calor en manto de descarga de gases a chimenea.
- Estudio aplicado a casos específicos. Limitaciones operacionales.
- Determinación de parámetros de su aplicación.

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta la base teórica que contiene los conceptos y criterios manejados en cada etapa del análisis y desarrollo del estudio realizado con respecto a la implementación de un sistema de precalentamiento solar de aire de ingreso a calderas industriales y su posterior evaluación técnica - económica, dicha base teórica es la que sustenta al presente trabajo.

1.1. ENERGÍA SOLAR

La energía solar es una fuente de energía renovable, comúnmente denominada como Energía Renovable No Convencional (ERNC), la cual se obtiene por medio del aprovechamiento de la radiación solar captada a través de paneles diseñados para dicho propósito. Entre los usos más comunes de la energía solar se encuentran la generación de calor mediante el incremento de temperatura de determinados fluidos y la generación de electricidad.

El Sol emite alrededor de cuatro mil veces más energía que la que consume el planeta, razón por la cual su potencial es prácticamente ilimitado. La radiación solar es emitida como ondas electromagnéticas en un amplio espectro de longitudes de onda, extendiéndose desde los rayos gamma hasta las ondas de radio, sin embargo, en aplicaciones de aprovechamiento de energía solar, la radiación infrarroja es la más importante ya que altera las moléculas de la materia en las que incide, incrementando su energía cinética y con ello la energía interna de dichos cuerpos, lo que provoca un incremento de su temperatura.

Es posible distinguir tres tipos de energía solar: energía solar fotovoltaica, energía solar térmica y energía solar pasiva. Estos tipos de energía se detallan a continuación:

- **Energía solar fotovoltaica:** Corresponde a la energía eléctrica generada a partir de la transformación de una parte de la radiación solar por medio de una celda fotoeléctrica (componente electrónico que, expuesto a la luz, genera una tensión). Varias celdas están conectadas entre sí en un módulo solar fotovoltaico.
- **Energía solar térmica:** Corresponde a la utilización del calor proveniente de la radiación solar. Se presenta en diferentes formas, siendo las más comunes las centrales solares termodinámicas, agua caliente y calefacción, refrigeración solar, cocinas y secadores solares.
- **Energía solar pasiva:** Corresponde al beneficio logrado a partir del aporte directo de la radiación solar. Comúnmente utilizado en arquitectura para que las edificaciones posean aporte solar pasivo en calefacción e iluminación. Una casa o edificio que posea energía solar pasiva logra un ahorro energético significativo.

1.1.1. Radiación Solar

La radiación solar corresponde a la energía emitida por el sol producto de las reacciones originadas por el hidrógeno presente en el núcleo del sol, el cual genera una fusión nuclear liberando energía que es emitida por la superficie solar. Esta energía se propaga en infinitas direcciones como ondas electromagnéticas.

Las ondas electromagnéticas provenientes del Sol, denominadas radiación solar, se extienden desde los rayos gamma, con longitudes de onda del orden de los 10^{-12} [m], hasta las ondas de radio, con longitudes de onda del orden de los 10^3 [m].

La radiación solar emitida por el Sol, en forma de ondas electromagnéticas, se estima en el orden de los $3,8 \times 10^{23}$ kW.

La radiación solar incidente en el límite de la atmósfera terrestre se denomina radiación solar extraterrestre. El 97% de dicha radiación está contenida dentro del intervalo espectral comprendido entre los 290 y 3000 [nm] y se denomina radiación de onda corta. Parte de esta radiación solar extraterrestre penetra a través de la atmósfera y llega a la superficie terrestre, mientras que parte de ella se dispersa y/o es absorbida por las moléculas gaseosas, partículas de aerosoles y gotas y cristales de nubes que existen en la atmósfera.

La radiación terrestre corresponde a la radiación de onda larga emitida por la superficie de la tierra y por los gases, aerosoles y las nubes de la atmósfera, la cual es parcialmente absorbida dentro de la atmósfera transmitiendo calor a ésta.

Existen tres tipos de radiación que pueden ser aprovechadas para la generación de energía en un sistema determinado, estas son:

- **Radiación solar directa:** corresponde a la radiación que incide en forma directa hacia la superficie terrestre o superficie de captación (panel solar), desde el sol a través de la atmósfera. Se mide en W/m^2 .
- **Radiación solar difusa:** corresponde a la radiación que, viniendo desde el sol, ha sido dispersada por las moléculas gaseosas presentes en la atmósfera y que inciden sobre la superficie terrestre o panel solar. Aproximadamente un 12% de la radiación incidente es dispersada por la atmósfera. Se mide en W/m^2 .
- **Radiación solar reflejada:** corresponde a la radiación proveniente desde el sol y que rebota en el suelo o en otras superficies como los océanos, y que luego incide sobre la superficie terrestre o panel solar. Se mide en W/m^2 .

La suma de estos tres tipos de radiación corresponde a la radiación solar global sobre la superficie de la tierra.

1.1.2. Distribución de la Radiación Solar en Chile y el Mundo

El eje de la tierra se encuentra inclinado en $23,45^\circ$ con respecto a su órbita alrededor del Sol, razón por la cual gira en una órbita elíptica con una velocidad promedio de 30 [km/s] y a su vez, rota sobre su eje a una velocidad de $0,5 \text{ [km/s]}$ dando como resultado que la distribución de la radiación solar sobre la superficie de la tierra no sea constante ni uniforme (*Figura 1.1*).

La intensidad de la energía solar disponible para un punto determinado del planeta depende principalmente del día específico del año, la hora solar y la latitud de dicho punto. Además, el porcentaje de energía que es posible aprovechar depende de la orientación del dispositivo que recibe esta energía.

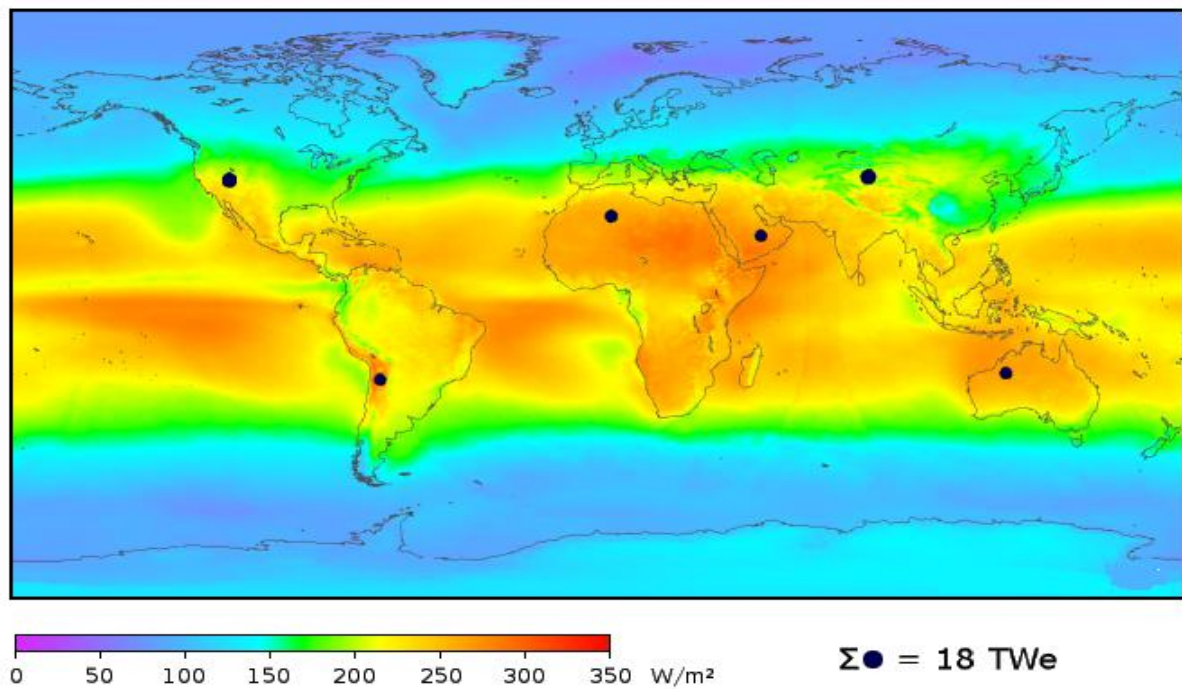


Figura 1.1. Distribución de la radiación solar en el mundo

Fuente: [1]

La energía solar en Chile, especialmente en la zona norte, tiene un enorme potencial en comparación con otros países de Sudamérica y el mundo, es por ello que se vuelve relevante la realización de estudios destinados a obtener nuevos usos para la energía solar, especialmente en aquellos campos destinados al ahorro de combustibles fósiles y a su vez, a la disminución de las emisiones atmosféricas provenientes de los gases de combustión.

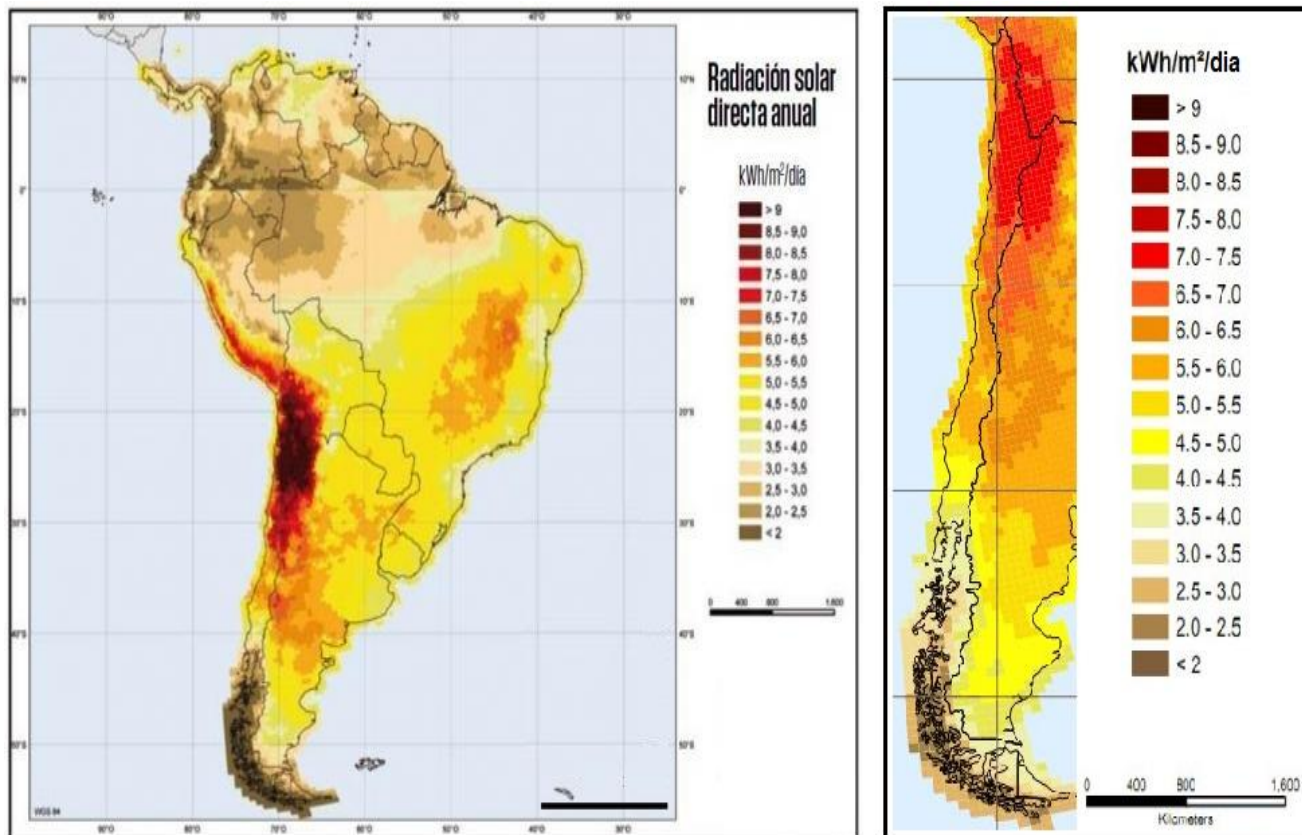


Figura 1.2. Radiación solar directa anual en Países de Sudamérica y Chile

Fuente: [1]

En Chile, los mayores niveles de radiación solar se encuentran en la zona norte del país, entre 7 y 7,5 [kWh/m²/día] (Figura 1.2), siendo considerados uno de los índices de radiación más altos a nivel mundial y motivo por el cual en dicha zona se encuentran la mayor cantidad de proyectos solares en el país.

Sin embargo, debido a la gran extensión que presenta el país, existen microclimas que dificultan que dichos índices de radiación se mantengan en el resto de la geografía, pero de igual manera se perciben altos valores de radiación solar dependiendo de la región y época del año, los cuales son suficientemente intensos para poder ser utilizados de manera eficiente y económica en algún sistema de energía solar.

A continuación se presentan los valores de radiación promedio anual registradas en las principales ciudades del país:

Tabla 1.1. Radiación Solar Global Media Anual sobre Superficie Horizontal [kWh/m²]

Fuente: [2]

Ciudad	G [kWh/m²]
Arica	2341,66
Iquique	2067,39
Calama	2505,94
Antofagasta	2359,99
Copiapó	2174,34
La Serena	1813,99
Valparaíso	1431,34
Santiago	1843,44
San Fernando	1658,82
Concepción	1497,12
Temuco	1405,21
Puerto Montt	1212,00
Castro	1163,35
Coyhaique	1347,39
Punta Arenas	872,44

1.1.3. Determinación de Radiación Solar sobre una superficie

Para aprovechar al máximo la radiación solar cuando se trabaja con sistemas de captación, ya sea para la generación de calor o generación eléctrica, es necesario conocer y manejar ciertos conceptos asociados a éstos. Entre dichos conceptos se encuentran: [3]

- **Irradiación Global:** energía solar incidente en una superficie por unidad de área. Se mide en MJ/m^2 o kWh/m^2 .
- **Insolación diaria:** energía solar por unidad de área, es equivalente a la radiación. Se mide en W/m^2 .
- **Azimut solar (Az):** corresponde al ángulo en el plano horizontal de la proyección de los rayos solares respecto del norte (respecto del sur en el hemisferio norte). Al oeste se considera siempre positivo.
- **Azimut de un plano o superficie de interés (Azsup):** ángulo formado por el meridiano del lugar y la proyección en el plano horizontal de la perpendicular al plano de interés. Se mide en grados ($^\circ$).
- **Inclinación de un plano o superficie de interés (β):** ángulo formado por el plano horizontal y la superficie de interés. Se mide en grados ($^\circ$).
- **Declinación (δ):** corresponde a la desviación angular de los rayos del sol al norte o sur del Ecuador. La Tierra posee un ángulo de rotación de $23,45^\circ$ respecto a la normal al plano de translación.
- **Altitud solar:** corresponde al ángulo entre un plano horizontal y los rayos incidentes del sol. La altitud máxima se produce al medio día solar.

- **Zenit o cenital solar (θ_z):** corresponde al ángulo complemento de la altitud solar. Ángulo entre los rayos del sol y la normal al plano horizontal del observador. Se mide en grados ($^\circ$).
- **Ángulo de incidencia (i):** corresponde al ángulo entre la dirección de los rayos del sol y la perpendicular a la superficie irradiada. Se mide en grados ($^\circ$).

Para una mejor comprensión, la *Figura 1.3* explica gráficamente a que se refieren dichos conceptos.

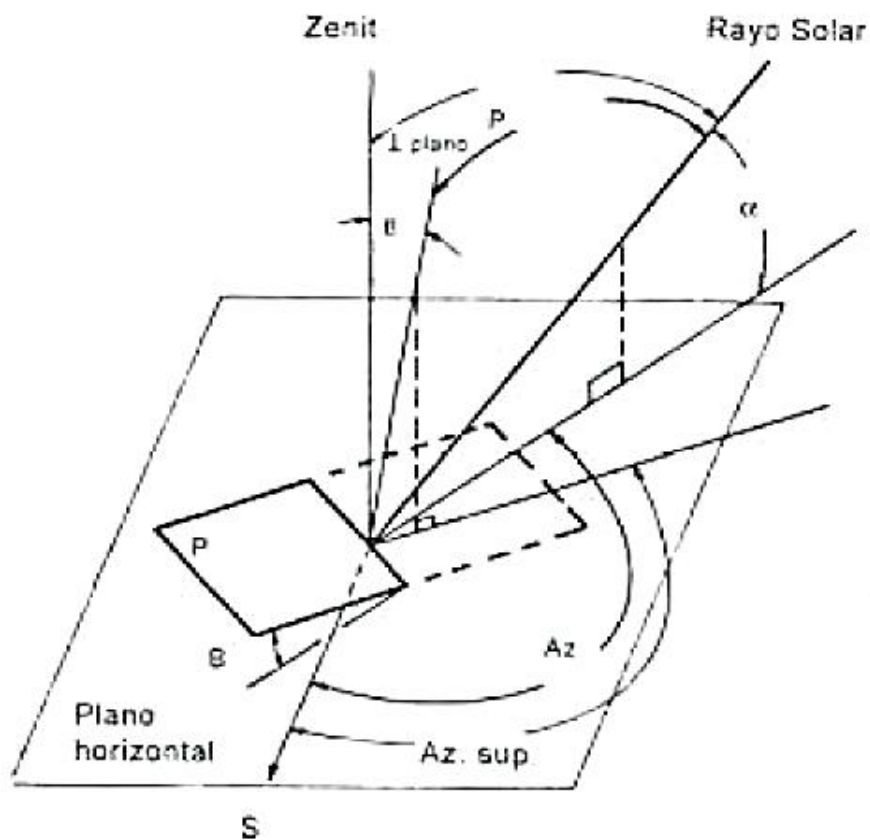


Figura 1.3. Relaciones entre el plano y los rayos solares

Fuente: [3]

Ahora bien, debido a que la intensidad de la energía solar no es constante y depende principalmente del día específico del año, la hora solar y la latitud del punto específico, es necesario determinar estos y otros factores que permitan obtener los valores de insolación total diaria, la cual considera la radiación difusa y reflejada.

1.1.3.1. Geometría Solar

Los parámetros de la geometría solar permiten determinar la posición exacta del sol en una determinada época y día del año, lo cual permite obtener información más precisa y detallada al momento de realizar los cálculos de radiación solar sobre una superficie, permitiendo maximizar el uso de la energía solar.

Para ello, uno de los parámetros más importantes que se debe considerar es el **ángulo horario (ω)**, el cual corresponde al desplazamiento angular del Sol en relación al meridiano local, como resultado del movimiento de rotación de la tierra. Este desplazamiento es de 15° por hora. El ángulo horario es nulo al medio día, positivo antes del medio día y negativo luego del medio día, variando entre 0° y $\pm 180^\circ$, y se determina a partir de la ecuación (*ec. 1.1*).

$$\omega = 15 (TSV - 12) \quad (ec. 1.1)$$

Como se aprecia en la ecuación (*ec. 1.1*), para determinar el ángulo horario es necesario obtener el **Tiempo Solar Verdadero (TSV)**, el cual se basa en el movimiento de rotación de la tierra y el movimiento de traslación alrededor del Sol. Éste no es constante a lo largo del año debido al movimiento elíptico de la órbita terrestre y por la inclinación de su eje y considera la hora local o reloj, más una corrección debido al desfase de longitud. El TSV se determina a partir de la ecuación (*ec. 1.2*).

$$TSV = Hora\ local + 4(L_{med} - L_{loc}) + E_T \quad (ec. 1.2)$$

En la ecuación (ec.1.2), se utiliza la diferencia de longitudes entre la longitud media para cada país y la longitud de la localidad a estudiar. Para Chile, la longitud media corresponde actualmente a GMT-3 o su equivalente en grados de 45°.

El término E_T se denomina **Ecuación del Tiempo** y corresponde a la diferencia entre el TSV y el Tiempo Solar Medio (TSM). El TSM corresponde a la suposición de que la órbita terrestre alrededor del Sol es circular y el tiempo que tarde en dar una vuelta es el mismo. Para estimar dicha corrección en minutos se recurre a la ecuación (ec.1.3).

$$E_T = 229,2 (0,000075 + 0,001868 \text{ Cos}(B) - 0,032077 \text{ Sen}(B) - 0,014615 \text{ Cos}(2B) - 0,04089 \text{ Sen}(2B)) \quad (\text{ec. 1.3})$$

$$B = \frac{360 (n - 1)}{365} \quad (\text{ec. 1.4})$$

Debido a que la ecuación del tiempo y la diferencia de longitudes se expresan en minutos, al calcular el TSV es necesario realizar la corrección correspondiente para obtener un resultado en horas.

Dentro de la geometría solar, para la determinación de la radiación incidente sobre una superficie, es importante determinar ciertos ángulos formados por los rayos del sol y la superficie horizontal y/o superficie de interés (colectores solares). Uno de los ángulos importantes a determinar corresponde a la declinación de acuerdo al día del año en específico. Para ello se utiliza la ecuación (ec.1.5).

$$\delta = 23,45 \text{ Sen} \left(360 * \frac{284 + n}{365} \right) \quad (\text{ec. 1.5})$$

A partir de las ecuaciones (ec.1.1) y (ec.1.5), se determinan los ángulos correspondientes al ángulo cenital solar (ec.1.6) y el ángulo de incidencia (ec.1.7).

$$\cos \theta_z = \sin(\text{Lat}_{\text{local}}) * \sin(\delta) + \cos(\text{Lat}_{\text{local}}) * \cos(\delta) * \cos(\omega) \quad (\text{ec. 1.6})$$

$$\cos i = \cos(\text{Lat}_{\text{local}} + \beta) * \cos(\delta) * \cos(\omega) + \sin(\text{Lat}_{\text{local}} + \beta) * \cos(\delta) \quad (\text{ec. 1.7})$$

1.1.3.2. Determinación Radiación Solar Incidente sobre plano horizontal

Para la determinación de la radiación solar incidente sobre una determinada región y/o superficie de interés, es necesario conocer la irradiancia incidente en plano horizontal proveniente desde el exterior de la tierra. La radiación extraterrestre se determina mediante la ecuación (ec.1.8).

$$G_0 = G_{cs} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360 * n}{365} \right) \right) * \cos(\theta_z) \quad (\text{ec. 1.8})$$

El término G_{cs} corresponde a la constante solar y es la cantidad de energía recibida en forma de radiación solar medida en la parte externa de la atmósfera terrestre en un plano perpendicular a los rayos del Sol. Su valor se determina a partir de mediciones satelitales, el cual corresponde a un promedio de 1366 [W/m²].

A partir de la radiación solar extraterrestre, es posible determinar la potencia por metro cuadrado que incide sobre la superficie. Para ello, se utiliza la insolación en un tiempo determinado y ésta posee unidades de [kJ/m²].

$$I_0 = 3,6 * G_0 \quad (\text{ec. 1.9})$$

En muchos países, incluido Chile, existen estaciones meteorológicas destinadas al monitoreo de diversos parámetros ambientales, entre ellos, la radiación solar global. Estas estaciones se encuentran en diversos puntos a lo largo de la geografía del país, razón por la cual es posible obtener un dato más preciso para una determinada localidad. A partir de ello, podemos determinar la insolación local por medio de la ecuación (ec. 1.10).

$$I = 3,6 * G_{meteorologica} \quad (ec. 1.10)$$

1.1.3.3. Determinación Radiación Solar Total sobre plano inclinado

Para determinar la radiación solar total incidente sobre un plano inclinado, es necesario conocer el **factor de irradiancia sobre plano inclinado (R_b)**, el cual permite conocer el valor de insolación solar real tanto para la región en estudio como para la superficie de interés. Este factor modifica los valores de la radiación directa y un porcentaje de la radiación difusa, la cual posee dos componentes, una de origen circunsolar y otra de origen isotrópica.

$$R_b = \frac{\cos(i)}{\cos(\theta_z)} \quad (ec. 1.11)$$

Además del factor de irradiancia sobre plano inclinado, para determinar la radiación solar total que incide sobre la superficie se debe determinar el **índice de claridad (k_T)**, el cual entrega el porcentaje de radiación que está ingresando realmente a la atmósfera y llegando a la superficie de la tierra y más precisamente a la superficie de interés. Este índice también es conocido como índice de nubosidad.

$$k_T = \frac{I}{I_0} \quad (ec. 1.12)$$

La importancia de la determinación del índice de nubosidad se debe a que permite determinar la proporción de insolación directa y difusa que está llegando a la superficie inclinada. Dicha proporción se obtiene mediante las ecuaciones de Orgill y Hollands, las cuales se presentan a continuación:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0,249 * k_T & \text{para } 0 \leq k_T \leq 0,35 \\ 1,577 - 1,84 * k_T & \text{para } 0,35 \leq k_T \leq 0,75 \\ 0,177 & \text{para } k_T > 0,75 \end{cases} \quad (\text{ec. 1.13})$$

$$I_b = I - I_d \quad (\text{ec. 1.14})$$

Acorde a lo anterior, para determinar la energía solar que incide sobre un colector que se encuentra en un plano inclinado, se requiere conocer y determinar la radiación solar directa (*ec.1.15*), radiación solar reflejada (*ec.1.16*) y la radiación solar difusa (*ec.1.17*).

$$I_D = I_b * R_b \quad (\text{ec. 1.15})$$

$$I_R = \rho_{suelo} * I * \left(\frac{1 - \text{Cos}(\beta)}{2} \right) \quad (\text{ec. 1.16})$$

$$I_{DIF} = I_d(1 - A_i) * \left(\frac{1 + \text{Cos}(\beta)}{2} \right) + I_d * A_i * R_b \quad (\text{ec. 1.17})$$

Como se mencionó con anterioridad, es posible apreciar en la ecuación (ec.1.17), los dos componentes que posee la radiación difusa, una de origen circunsolar y otra de origen isotrópica. El término A_i corresponde al índice de anisotropía, el cual está en función de la transmitancia de la atmósfera terrestre para la radiación directa.

$$A_i = \frac{I_b}{I_0} \quad (\text{ec. 1.18})$$

La suma de las tres radiaciones (directa, reflejada y difusa), proporciona el valor de la radiación total sobre un plano inclinado (ec.1.19) y a partir de ello es posible calcular los valores de irradiancia total sobre un plano inclinado (ec.1.20) y así comparar las diferencias entre trabajar con un plano horizontal o un plano con inclinación favorable.

$$I_T = I_D + I_R + I_{DIF} \quad (\text{ec. 1.19})$$

$$G_T = \frac{I_T}{3,6} \quad (\text{ec. 1.20})$$

1.2. AIRE ATMOSFÉRICO

El aire atmosférico es una mezcla de gases compuesta por nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases, como se aprecia en la *tabla 1.2*. Esta mezcla de gases es incolora, insípida e inodora y permanece en el interior de la atmósfera debido a la acción de la fuerza de gravedad.

Tabla 1.2. Composición del aire atmosférico (seco)

Fuente: [4]

Gas	Volumen [%]	Presión Parcial [mm Hg]
Oxígeno	20,98	159,44
Dióxido de carbono	0,04	0,30
Nitrógeno	78,06	593,25
Otros gases	0,92	6,99
Total	100	760

Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (entre 0,5% y 4%), disminuyendo la proporción de los otros gases, razón por la cual se denomina aire húmedo. El agua contenida en el aire es el único componente que condensa en condiciones normales. En contraste, al aire que no contiene vapor de agua o que lo contiene en muy bajas proporciones, se denomina aire seco y es más liviano que el aire húmedo.

Es conveniente tratar el aire como una mezcla de vapor de agua y aire seco, debido a que la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos, regaderas e incluso agua del cuerpo humano. [4]

El aire seco bajo condiciones ideales se comporta acorde a las leyes de los gases ideales, mientras que el aire con vapor de agua no. Por este motivo, es importante destacar que el aire y el vapor de agua son independientes uno del otro, y no responden de la misma manera a los cambios en las condiciones atmosféricas, especialmente a los cambios de temperatura.

En el proceso de precalentamiento de aire, trabajar con un aire más seco permite que exista una mejor transferencia de calor y un mayor incremento en la temperatura del aire, debido a que se disminuye el consumo energético ligado a la evaporación del agua presente en el aire ambiente.

1.2.1. Propiedades del Aire Atmosférico

En aquellos procesos que utilizan aire atmosférico como fluido de trabajo, es necesario determinar las propiedades termodinámicas de éste, a modo de definir su estado y con ello garantizar que el proceso desarrollado por el fluido de trabajo se realice en forma correcta y satisfactoria.

A continuación se presentan las principales propiedades del aire atmosférico que se deben tener en consideración al trabajar con éste como fluido de trabajo.

1.2.1.1. Humedad Atmosférica

La humedad atmosférica corresponde a la cantidad de vapor de agua existente en el aire atmosférico. Esta depende directamente de la temperatura, razón por la cual el aire caliente admite más vapor de agua que el aire frío.

Existen diversas formas para determinar la humedad del aire atmosférico, siendo las más utilizadas las que se detallan a continuación:

- **Humedad absoluta o específica (ω):** corresponde a la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco. Se conoce también como la relación de humedad y se representa por medio de ω :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \left[\frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right] \quad (\text{ec. 1.21})$$

- **Humedad relativa (ϕ):** corresponde a la cantidad de vapor de agua contenida en el aire con respecto a la cantidad máxima de vapor de agua que el aire puede contener a la misma temperatura. Se expresa en porcentaje.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad (\text{ec. 1.22})$$

Donde $P_g = P_{sat @ T}$

La humedad relativa se encuentra basada en la humedad absoluta bajo condiciones establecidas y permite conocer si el aire se encuentra saturado por humedad, es decir, si el aire ya no puede contener más vapor de agua. Cualquier humedad agregada al aire saturado se condensará.

Si se combinan las ecuaciones (ec.1.21) y (ec.1.22), es posible expresar la humedad relativa y la humedad absoluta como:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_g} \quad (\text{ec. 1.23})$$

$$\omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (\text{ec. 1.24})$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado. Se debe prestar atención a que la cantidad de humedad que el aire puede contener depende de su temperatura. Por lo tanto, la humedad relativa del aire cambia con la temperatura aunque su humedad absoluta permanezca constante. [4]

1.2.1.2. Temperatura

La temperatura puede ser medida de dos maneras, como temperatura de bulbo seco o temperatura de bulbo húmedo.

- **Temperatura de bulbo seco:** corresponde a la temperatura normal del aire atmosférico, medida por un termómetro convencional de mercurio o similar cuyo bulbo se encuentra seco. Mide la temperatura del aire sin considerar factores ambientales como la humedad o el movimiento del aire los cuales pueden afectar significativamente la sensación térmica.
- **Temperatura de bulbo húmedo:** corresponde a la temperatura medida por un termómetro de mercurio convencional cuyo bulbo se encuentra cubierto por una mecha de algodón saturada con agua. Cuando se proporciona una corriente de aire, el agua se evapora en función del porcentaje de humedad relativa del ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta debido al calor latente de evaporación del agua. Considera factores como la humedad ambiental y su correspondiente potencial de evaporación.

1.2.1.3. Punto de Rocío

La temperatura de punto de rocío corresponde a la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras, la temperatura de rocío es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor. A mayor presión, el valor de la temperatura de rocío aumenta.

Durante este proceso la humedad específica permanece constante mientras que la humedad relativa aumenta. La humedad relativa de una muestra de aire puede determinarse por su punto de rocío.

$$T_{pr} = T_{sat @ P_v} \quad (ec. 1.25)$$

1.2.1.4. Entalpía

La entalpía corresponde a la cantidad de energía que el sistema intercambia con su entorno. La variación de ésta expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico.

Debido a que el aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, la entalpía del aire se expresa en términos de las entalpias del aire seco y del vapor de agua. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, la cantidad de aire seco en la mezcla de aire-vapor de agua permanece constante, pero la cantidad de vapor de agua varía. Por esta razón, la entalpía del aire atmosférico se expresa por unidad de masa de aire seco. [4]

En el intervalo de temperatura entre -10°C y 50°C, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor C_p constante de 1,005 [kJ/kg K], con un error menor al 0,2%. Si se toma como temperatura de referencia los 0°C, la entalpía y el cambio de entalpía del aire seco puede determinarse a partir de:

$$h_a = C_p T = \left(1,005 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) T \quad \left[\frac{kJ}{kg \text{ aire seco}} \right] \quad (ec. 1.26)$$

$$\Delta h_a = C_p \Delta T = \left(1,005 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) \Delta T \quad \left[\frac{kJ}{kg \text{ aire seco}} \right] \quad (ec. 1.27)$$

Debido a que el vapor de agua puede ser considerado como un gas ideal, la entalpía del vapor de agua es una función exclusiva de la temperatura, es decir, $h_v = h_v(T)$. La entalpía del vapor de agua en el aire puede tomarse igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura, en el intervalo de temperatura entre -10°C y 50°C , con un error menor al 0,2%.

$$h_v(T, P_{baja}) \cong h_g(T) \cong 2500,9 + 1,82 T \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (\text{ec. 1.28})$$

Finalmente, la entalpía total del aire atmosférico corresponde a la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (\text{ec. 1.29})$$

Si se divide por m_a se tiene que:

$$h = h_a + \omega h_g \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg aire seco}} \right] \quad (\text{ec. 1.30})$$

puesto que $h_v \cong h_g$.

1.2.1.5. Presión

La presión atmosférica corresponde a la fuerza por unidad de superficie que ejerce una determinada masa de aire sobre la superficie terrestre. Comúnmente se expresa en milímetros de mercurio (mmHg) y para su medición se utiliza un instrumento denominado barómetro.

La presión no es un valor constante y uno de los factores más influyentes en la variación de la presión corresponde a la altura. Por cada 10 metros de elevación vertical, la presión atmosférica disminuye en 1 [mmHg]. La presión también puede variar en función de la latitud, obteniéndose menores presiones mientras más cerca de latitudes ecuatoriales se encuentre el punto de medición.

Muchas veces la presión se mide por sobre la presión atmosférica, la cual se denomina presión absoluta y corresponde a la suma de la presión atmosférica y la presión manométrica.

Debido a que el aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, y a que la composición del aire seco permanece relativamente constante, es conveniente tratar al vapor de agua en el aire como un gas ideal. A 50 [°C] la presión de saturación del agua es de 12,3 [kPa], por debajo de este valor el vapor de agua puede ser tratado como un gas ideal con un error menor a 0,2%, incluso cuando es un vapor saturado. Por lo tanto, el vapor de agua en el aire se comporta como si existiese solo y obedece la relación de los gases ideales.

Por lo tanto, la presión del aire atmosférico corresponde a la suma de la presión parcial del aire seco P_a y la del vapor de agua P_v :

$$P = P_a + P_v \text{ [kPa]} \quad (\text{ec. 1.31})$$

A la presión parcial del vapor de agua se le conoce como presión de vapor y corresponde a la presión que el vapor de agua ejercería si existiera solo a la temperatura y volumen del aire atmosférico. [4]

1.2.1.6. Densidad

La densidad es una magnitud escalar que representa la cantidad de masa contenida en un determinado volumen. Debido a que la densidad de cierta cantidad de masa no siempre es exactamente igual a la densidad de cada una de sus partículas, se entiende el concepto de densidad como densidad media de materia. La densidad media es la razón entre la masa de un cuerpo y el volumen que este ocupa.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (\text{ec. 1.32})$$

1.2.1.7. Volumen Específico

El volumen específico corresponde al volumen ocupado por unidad de masa de una sustancia. Es el inverso de la densidad.

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right] \quad (\text{ec. 1.33})$$

1.2.1.8. Psicometría

La psicometría es el estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y el uso de estas propiedades para analizar condiciones y procesos que involucren aire húmedo.

Las propiedades del aire atmosférico, mezcla de aire seco y vapor de agua, pueden ser representadas en forma gráfica por medio de las cartas psicométricas, las cuales poseen las mismas propiedades del diagrama de Mollier, por lo cual es posible trabajar de manera equivalente con este tipo de gráficos.

La carta psicométrica es un diagrama de doble entrada, en el que se relacionan múltiples parámetros referentes a una mezcla de aire húmedo: temperatura, humedad relativa, humedad absoluta, punto de rocío, entalpía específica o calor total, calor sensible, calor latente y volumen específico del aire.

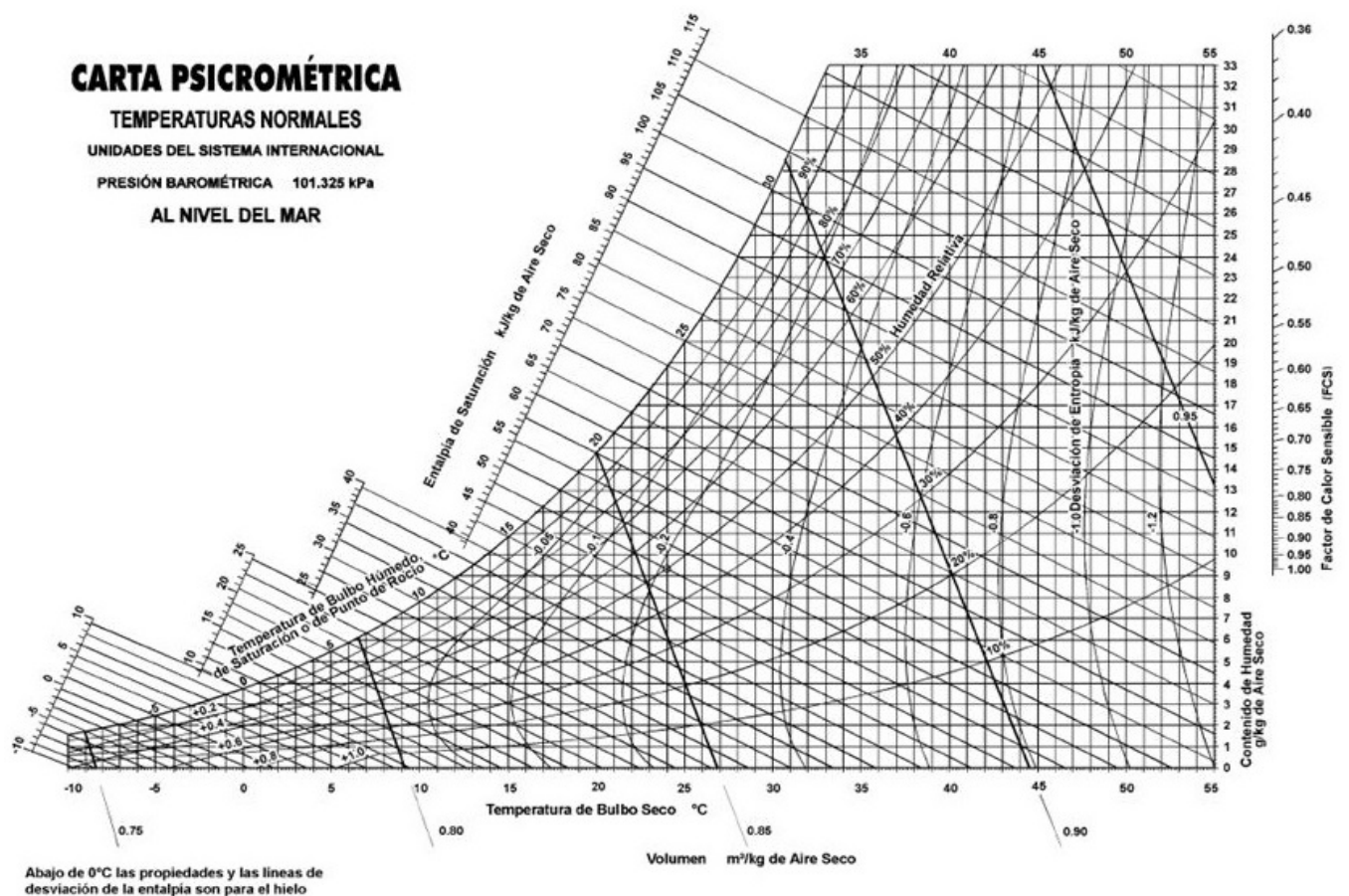


Figura 1.4. Carta Psicométrica a temperaturas normales y nivel del mar

Fuente: [4]

1.3. SISTEMA DE TECHO SOLAR ACTIVO (TSA)

El sistema de techo solar activo consiste en transformar el techo existente en la instalación donde se encuentran los equipos, en este caso las calderas industriales, el cual se comporta de forma pasiva aislando el calor, para dar paso a un sistema de colectores de aire de placa plana. De esta manera se aprovecha y maximiza la utilización de la superficie sobre la cual incide la radiación solar.

Un colector de placa plana es un dispositivo que permite transformar la radiación solar incidente en energía térmica, la cual es transmitida a una masa de fluido, ya sea para uso doméstico o industrial.

Un colector de placa plana puede ser descrito como una cámara cerrada y aislada térmicamente, la cual consta de una cubierta translúcida y una placa de absorción. Estas se encuentran separadas una de otra, permitiendo que en el interior del colector se produzca efecto invernadero.

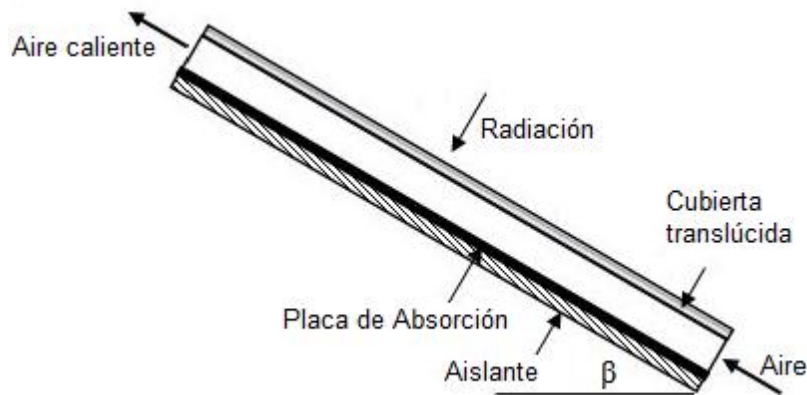


Figura 1.5. Esquema colector de placa plana para calentamiento de aire

Fuente: Propia

La cubierta translúcida cumple la función de permitir el paso de la radiación solar hacia el interior del colector y evitar pérdidas de radiación hacia el ambiente producto de la reflexión en las paredes y pérdidas de radiación emitida desde la placa de absorción.

La placa de absorción, generalmente, se compone de una placa recubierta de una superficie selectiva, comúnmente de color negro, que se encuentra dentro del colector y cuya misión es la de recibir la radiación solar, transformarla en energía térmica y transmitir dicha energía al fluido en uso.

La radiación emitida por la placa de absorción depende directamente de la temperatura que se logre al interior del colector de placa plana, razón por la cual se deben cuantificar las pérdidas energéticas que disminuyen la eficiencia del colector. Se identifican dos tipos:

- **Pérdidas ópticas:** se producen por fenómenos de transmitancia del infrarrojo, reflexión y absorción de la radiación.
- **Pérdidas térmicas:** se producen por transmisión del calor al ambiente por medio de mecanismos de conducción y convección principalmente.

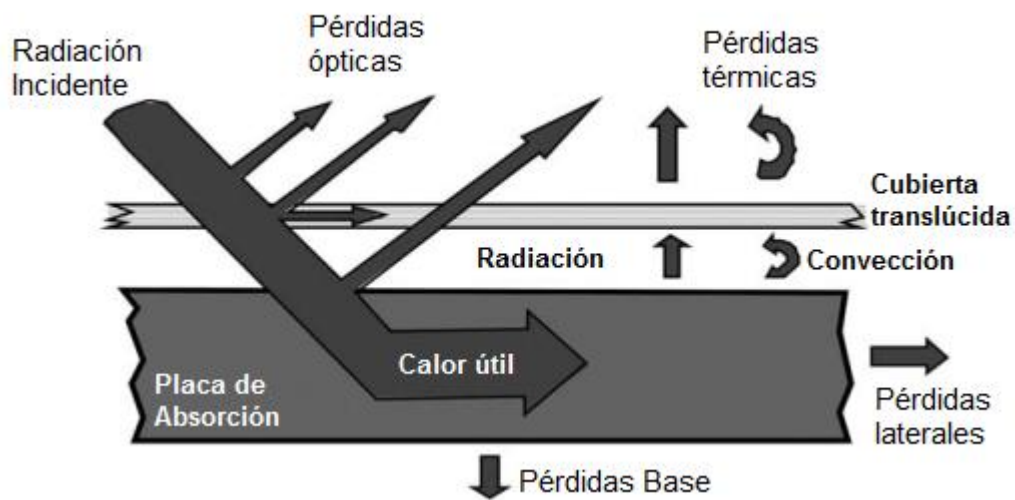


Figura 1.6. Diagrama esquemático de los flujos de energía en un colector de placa plana

Fuente: Propia

1.3.1. Parámetros de Transferencia de calor para caracterización del TSA

El sistema de techo solar activo a utilizar, a diferencia de otros sistemas solares térmicos comerciales o ya utilizados en la industria, no se encuentra caracterizado con una ficha técnica. Para determinar las características térmicas del techo solar activo se recurre al trabajo de título realizado por Christopher Prenzel "Evaluación teórica experimental del módulo de techo activo para precalentamiento solar de aire de uso industrial".

En dicho trabajo de título se consideran los siguientes parámetros de importancia para la determinación de las características de transferencia de calor del sistema de techo activo:

Tabla 1.3. Parámetros para determinación de U y Fr

Fuente: [5]

Parámetro	Unidad	Valor
N (policarbonato 2 cubiertas)	[-]	2
ϵ_p	[-]	0,88
ϵ_g	[-]	0,9
β	[°]	23
C	[-]	505,97092
σ	[W/m ² K ⁴]	5,6704 * 10 ⁻⁸
K poliuretano	[W/m ² K]	0,022
L_a poliuretano	[m]	0,03
K aire	[W/m ² K]	0,029
($\tau\alpha$)	[-]	0,71

A partir de los parámetros indicados en la *tabla 1.3*, se determinan los números adimensionales correspondientes para la configuración ensayada:

Tabla 1.4. Números adimensionales para caracterización sistema techo activo

Fuente: [5]

Parámetro	Unidad	Valor
Velocidad por ducto	[m/s]	0,732
Diámetro equivalente	[m]	0,194
Reynolds	[-]	8572,65
fe	[-]	0,033
Pr	[-]	0,7269581
Nu	[-]	26,809
h	[W/m ² K]	3,633

Finalmente, se obtienen los parámetros importantes que permiten caracterizar el sistema de techo activo para la configuración ensayada en el trabajo de título referenciado.

Tabla 1.5. Parámetros de transferencia de calor para caracterización TSA

Fuente: [5]

Parámetro	Unidad	Valor
U_L	[W/m ² K]	4,519
F_R	[-]	0,482
F_R U_L	[-]	2,177
F_R (τα)	[-]	0,342

1.3.2. Eficiencia Techo Solar Activo

La eficiencia del sistema TSA ha sido determinada experimentalmente por medio de mediciones periódicas realizadas en un modelo ensayado en las instalaciones de la Universidad Técnica Federico Santa María. Dichas mediciones y análisis de resultados se muestran en el trabajo de título realizado por Christopher Prenzel "Evaluación teórica experimental del módulo de techo activo para precalentamiento solar de aire de uso industrial".

La determinación de la curva característica del sistema se realiza mediante el procedimiento normado por la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), y en el cual se considera la norma ASHRAE 93-86 (Methods of Testing to determine the thermal performance of Solar Collectors), donde se especifica que es necesario tomar una serie de datos entre los que se encuentran: radiación, flujo volumétrico, temperaturas en colector, área en la que se trabajará, entre otras.

Siguiendo lo especificado en la norma, se tomaron una cantidad de 85 mediciones desde las 11:25AM hasta las 17:01PM, cada 4 minutos, obteniendo datos de radiación global, temperatura a la entrada del panel, temperatura a la salida del panel, temperatura ambiente y velocidad del aire en cada rendija.

A continuación se presenta una tabla de datos representativa que muestra las mediciones obtenidas desde las 14:05PM hasta las 15:05PM. Cabe destacar que los datos que se presentan corresponden a valores promedio de un set de 3 días de mediciones. [5]

Tabla 1.6. Datos medidos para determinación rendimiento TSA

Fuente: [5]

N°	Hora	TA [°C]	TEM [°C]	TSM [°C]	Incr. T° [°C]	Radiación [W/m ²]	Densidad Aire [kg/m ³]	Flujo aire [kg/s]	Q útil [W]	Eficiencia [-]
41	14:05	27,8	29,5	55,2	25,7	1112,60	1,1192	0,1119	2895,40	0,5205
42	14:09	28,2	28,8	55,4	26,6	1110,30	1,1201	0,1120	2999,17	0,5402
43	14:13	28,2	29,0	54,2	25,2	1107,70	1,1218	0,1121	2839,96	0,5128
44	14:17	28,4	29,2	54,3	25,1	1104,70	1,1212	0,1121	2827,32	0,5119
45	14:21	28,6	29,3	54,7	25,4	1101,30	1,1203	0,1120	2858,91	0,5192
46	14:25	28,0	28,7	53,9	25,2	1097,60	1,1229	0,1123	2848,55	0,5190
47	14:29	28,6	29,5	54,6	25,1	1093,60	1,1201	0,1120	2830,04	0,5176
48	14:33	29,1	29,7	54,7	25,0	1089,20	1,1197	0,1119	2817,87	0,5174
49	14:37	28,8	29,8	54,5	24,7	1084,40	1,1199	0,1119	2784,50	0,5136
50	14:41	28,4	29,1	54,2	25,1	1079,30	1,1217	0,1121	2834,09	0,5252
51	14:45	28,7	29,2	55,6	26,4	1067,90	1,1188	0,1118	2973,32	0,5568
52	14:49	28,2	29,6	55,5	25,9	1061,60	1,1184	0,1118	2915,93	0,5493
53	14:53	28,4	29,7	55,6	25,9	1055,00	1,1180	0,1118	2911,10	0,5519
54	14:57	28,9	29,7	55,4	25,7	1048,00	1,1183	0,1118	2893,10	0,5521
55	15:01	28,8	30,2	55,6	25,3	1040,70	1,1171	0,1117	2848,67	0,5474
56	15:05	28,7	29,8	55,2	25,3	1033,10	1,1185	0,1118	2852,28	0,5522

A partir de los datos medidos se obtiene una curva representativa del sistema, la cual permite determinar la eficiencia del TSA. Esta curva representativa se encuentra en función de la temperatura ambiente, temperatura de ingreso del fluido al sistema de techo activo y radiación solar incidente. La relación base sobre la cual se sustenta la curva representativa es la siguiente:

$$\frac{T_{\text{ingreso colector}} - T_{\text{ambiente}}}{G_T}$$

Esto se ve expresado en el *gráfico 1.1*, el cual indica la eficiencia normalizada del sistema para la configuración ensayada.

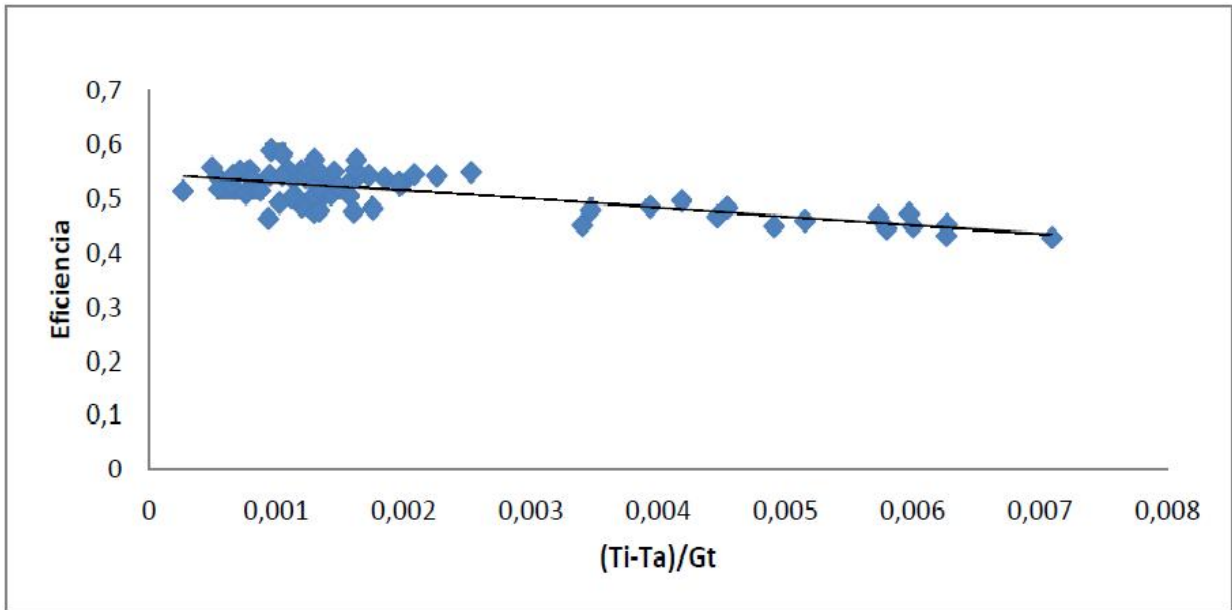


Gráfico 1.1. Eficiencia normalizada para configuración ensayada de TSA

Fuente: [5]

Del gráfico 1.1 se observa que la eficiencia máxima del módulo de techo solar activo ensayado se encuentra entre el 55% - 60%. Debido a que la temperatura de entrada al sistema de colección y la temperatura ambiente son muy cercanas, la pendiente de la curva para este tipo de gráfico no presenta mayor relevancia en este ensayo. [5]

En el *gráfico 1.2* se observa como varía la eficiencia con respecto a la radiación solar incidente en el panel, lo cual permite determinar de forma efectiva la eficiencia máxima del panel para la configuración ensayada.

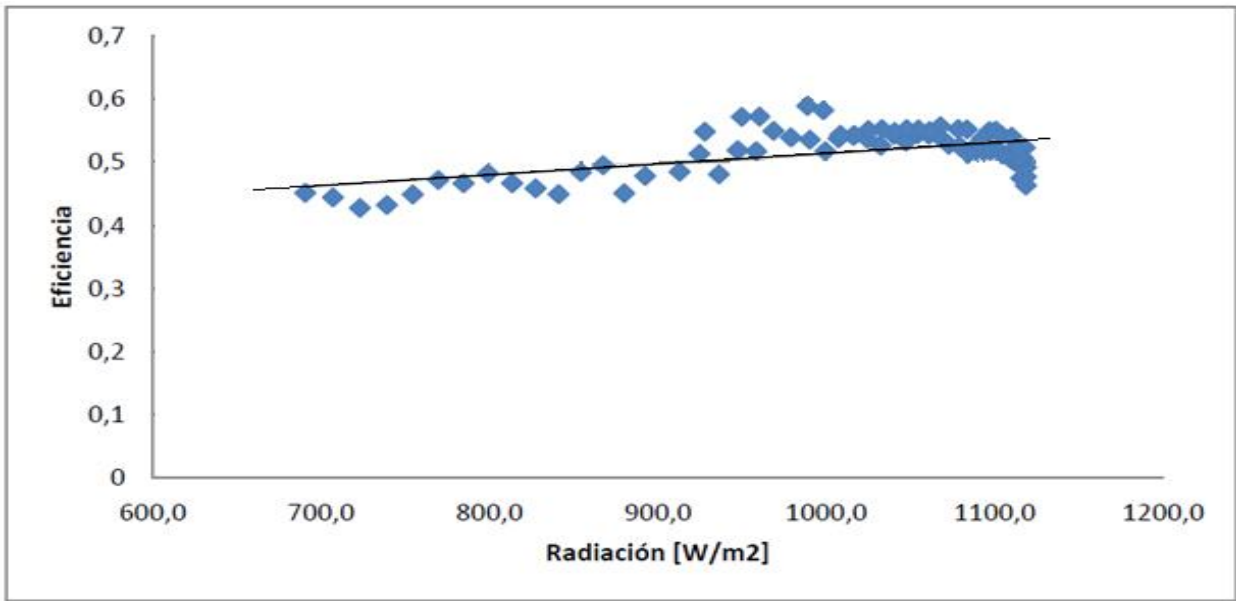


Gráfico 1.2. Relación entre radiación y eficiencia para TSA

Fuente: [5]

De esta manera se determina que la **eficiencia máxima del panel** ensayado se encuentra en el orden del **55%**. Además, se observa un comportamiento lineal en donde se distingue que al incrementarse la radiación solar, la eficiencia tiende a mantenerse en los valores de eficiencia máxima. Ello se debe a que al incrementarse la temperatura en el sistema también aumentan las pérdidas de calor, lo que hace que la eficiencia deje de incrementarse y tienda a un valor determinado. [5]

Además, se determinó que existe una notoria disminución en la humedad del aire, entre 40% - 55% menos de humedad, lo que se traduce en una entrega de aire "seco" al sistema contribuyendo a aumentar la eficiencia de los procesos industriales. [5]

1.3.3. Características constructivas del Sistema de Techo Activo

En el mercado existen variados modelos de colectores de placa plana, los cuales se componen de una amplia gama de materiales, sin embargo, el sistema de techo solar activo a utilizar en la presente evaluación técnica - económica, corresponde al sistema evaluado por el **Centro de Innovación Energética (CIE)** de la Universidad Técnica Federico Santa María. Este sistema ha sido probado con éxito en la industria agrícola, principalmente en el secado de alimentos,

El sistema de techo activo para precalentamiento de aire se compone de materiales de fácil acceso, los cuales no poseen un costo elevado y permiten un montaje eficiente y sencillo. Esto permite obtener un sistema de colectores de bajo costo, fácil de montar y con menor carga estática para la estructura existente.

1.3.3.1. Componentes principales

Los componentes principales que conforman el sistema de techo activo evaluado por el CIE, corresponden a los siguientes:

- **Panel tipo cubierta Instapanel o PurPanel-4:** Cumple la función de placa de absorción. Consiste en un panel continuo constituido por dos láminas de acero con núcleo aislante de poliuretano (PUR) de alta densidad. Se conforma por una cubierta superior de zinc de 0,4 [mm] de espesor, pre pintada de color negro, núcleo aislante de poliuretano de 40 [mm] de espesor y una capa inferior plana de zinc de 0,4 [mm] de espesor, pre pintada de color blanco. Avance útil corresponde a 1 [m] y su longitud es a pedido, siendo el máximo largo de 15 [m], principalmente debido a condiciones de transporte. Se utiliza como cubierta – aislación – cielo, siendo una solución todo en uno.

- **Perfiles Metalcon U2x4x0,85:** Perfil estructural de acero galvanizado, se utiliza como divisor a modo de formar ductos en el interior de los paneles. En la implementación del sistema de techo activo, se utilizan perfiles cuya base corresponde a 92 [mm].
- **Plancha de policarbonato alveolar:** Corresponde a la cubierta translúcida del sistema de techo activo, la cual crea un efecto invernadero al permitir el ingreso de la radiación solar y no permitir su fácil salida, incrementando la permanencia de la radiación en el interior del panel, produciendo un incremento en la temperatura del aire. Las planchas de policarbonato alveolar transparente son fabricadas a partir de una resina resistente al impacto, protegida con filtro UV y auto extingible.
- **Perfil H clip:** Utilizado para la unión de las planchas de policarbonato, su correcta instalación permite reducir las pérdidas de calor en las uniones.
- **Material Aislante:** Se utiliza poliestireno expandido para aislar las paredes exteriores del techo activo, evitando pérdidas hacia el ambiente. Se encuentra montado en el interior de los perfiles en U que dan hacia el exterior.

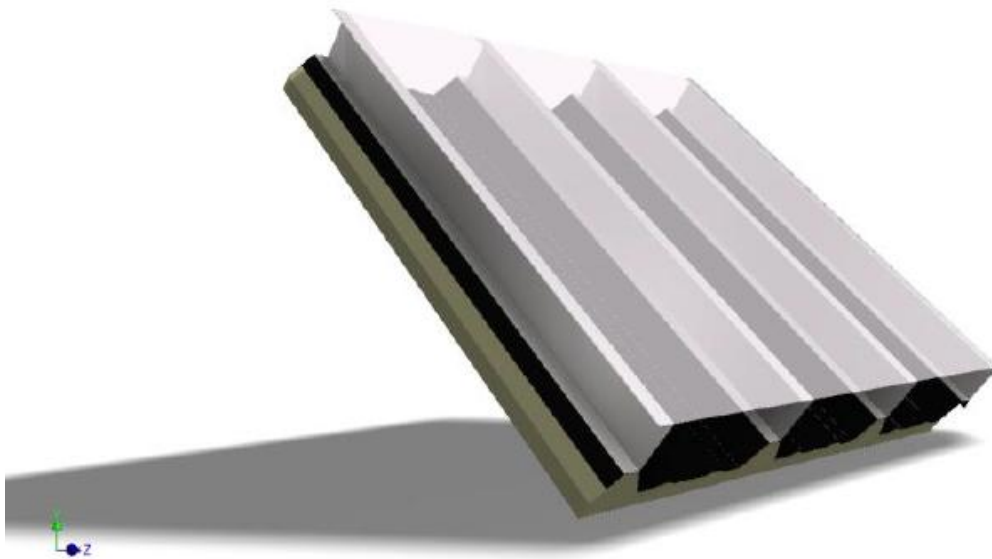


Figura 1.7. Sección representativa Sistema Techo Solar Activo

Fuente: [5]

1.3.3.2. Componentes adicionales

Los sistemas de colectores de aire generalmente utilizan la convección natural para movilizar el aire hacia los puntos de utilización. Sin embargo, cuando se requiere movilizar masas de aire significativas es necesario el uso de ventiladores que permitan obtener el flujo requerido y ductos para el direccionamiento de dicho flujo.

- **Ventilador:** Corresponde a uno de los equipos más importantes dentro del sistema, ya que permite forzar el flujo de aire desde el techo hacia el punto donde es requerido. Las características técnicas y dimensionamiento de este equipo dependerán de las condiciones del sistema y el flujo requerido.
- **Ductos:** Corresponden a ductos que permiten canalizar el aire hacia el punto donde es requerido. Su construcción se realiza a medida, acorde a las dimensiones y características del techo y flujo requerido.

CAPÍTULO II. CALDERAS

La caldera es un equipo donde se transfiere la energía obtenida en la combustión de un determinado combustible (sólido, líquido o gas), a un fluido de trabajo. Principalmente diseñada para generar agua caliente, calentar un fluido térmico, o para generar vapor de agua mediante la acción del calor. [6]

Las calderas se diseñan para obtener y aprovechar el máximo calor posible derivado del proceso de combustión, razón por la cual presentan los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. La conducción se genera entre las paredes del hogar, la convección se genera debido al calentamiento de los tubos de humo que transportan los gases producto de la combustión (caso de calderas pirotubulares), y la radiación debido al intercambio de calor de la llama con las paredes del hogar.

Las calderas poseen una gran importancia dentro de la industria, ya que generalmente son el punto de partida en la producción de energía en la mayoría de las empresas, donde su uso también está ligado a sistemas de calefacción, esterilización en autoclaves, producción de agua caliente sanitaria (ACS), entre otros.

Para el correcto funcionamiento de la caldera, esta estará formada por diferentes sistemas los cuales se encargarán de garantizar un desempeño lo más óptimo posible, brindando seguridad tanto a los operarios como al equipo propiamente tal.

2.1. CALDERA DE VAPOR

Se denomina caldera de vapor a aquella unidad en la cual se puede cambiar el estado del fluido de trabajo, en este caso agua, desde líquido a vapor en un proceso a presión constante y controlada, mediante la transferencia de calor de un combustible que es quemado en una cámara conocida como “hogar”. En algunos casos es posible llegar hasta un estado de vapor sobrecalentado, dependiendo principalmente de su aplicación y uso en la industria.

2.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS

Las calderas pueden clasificarse a partir de variados criterios, entre los cuales se encuentran las necesidades energéticas del proceso, presión de trabajo, características físicas o la aplicación para la que se han diseñado.

2.2.1. Clasificación según necesidades energéticas del proceso [6]

- **Calderas de calefacción:** calderas de vapor de agua, cuya presión manométrica máxima de diseño no excede los $0,5 \text{ kg/cm}^2$ y calderas diseñadas para generar agua caliente cuyo uso es de calefacción o uso sanitario.
- **Calderas de fluidos térmicos:** calderas que utilizan un fluido distinto al agua, destinado a la transferencia de calor, en fase líquida a altas temperaturas y que fluye por un circuito cerrado.
- **Calderas de vapor:** caldera diseñada para generar vapor de agua, cuya presión manométrica máxima de trabajo es igual o superior a $0,5 \text{ kg/cm}^2$.

2.2.2. Clasificación según disposición de los fluidos [7]

- **Calderas acuotubulares:** calderas en las cuales el fluido circula por el interior de los tubos sumergidos en una masa de humos.

- **Calderas piro-tubulares:** calderas en las cuales los gases calientes circulan por el interior de los tubos sumergidos en el fluido.

2.2.3. Clasificación según presión de trabajo [6]

- **Calderas de vapor de baja presión:** caldera diseñada para generar vapor de agua, cuya presión manométrica máxima de trabajo no exceda de $3,5 \text{ kg/cm}^2$.
- **Calderas de vapor de mediana presión:** caldera diseñada para generar vapor de agua, cuya presión manométrica máxima de trabajo es igual o mayor a $3,5 \text{ kg/cm}^2$ e inferior a 15 kg/cm^2 .
- **Calderas de vapor de alta presión:** caldera diseñada para generar vapor de agua, cuya presión manométrica máxima de trabajo es igual o mayor a 15 kg/cm^2 e inferior a 42 kg/cm^2 .
- **Calderas de vapor de gran presión:** caldera diseñada para generar vapor de agua, cuya presión manométrica máxima de trabajo es superior a 42 kg/cm^2 .

2.2.4. Clasificación según diseño

- **Calderas fijas o estacionarias:** calderas cuyo diseño no contempla la posibilidad de desplazamiento, se encuentran de manera permanente en un lugar determinado.
- **Calderas móviles:** calderas cuyo diseño contempla la posibilidad de su desplazamiento desde un lugar a otro, siempre en función del proceso productivo.
- **Calderas marinas:** calderas de vapor destinadas al uso marino y adaptadas para suministrar vapor a la maquinaria principal de propulsión, generadores eléctricos, impulsores de las bombas de alimentación y otros servicios auxiliares de los buques.

2.2.5. Clasificación según tipo de tiro [8]

- **Calderas de tiro natural:** calderas cuyo diseño implica la evacuación de los gases de combustión valiéndose de la diferencia de presión entre los gases y la columna de aire exterior. Ello se debe a la menor densidad de los gases calientes y la densidad del aire ambiente, que es más frío.
- **Calderas de tiro forzado, inducido y compensado:** calderas cuyo diseño implica la evacuación de los gases de combustión valiéndose de un ventilador centrífugo en distintas posiciones respecto a la caldera según las necesidades y que dan origen a distintos tipos de tiro y crean distintas condiciones de presión en el hogar.

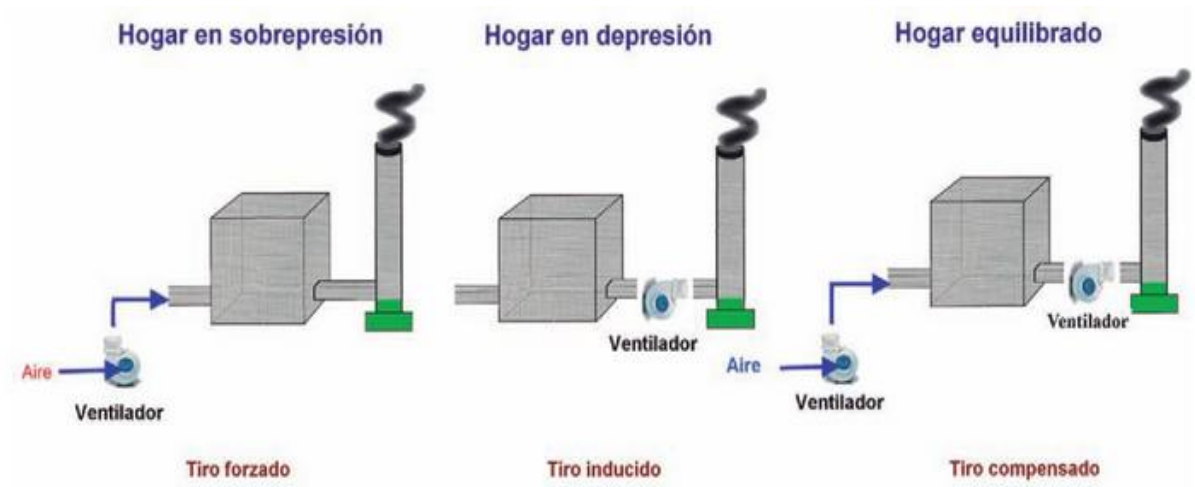


Figura 2. 1. Tipos de tiro acorde a la posición del ventilador centrífugo.

Fuente: [8]

2.2.6. Clasificación según el tipo de transferencia de calor dominante

- **Calderas de convección**
- **Calderas de radiación**
- **Calderas de radiación y convección**

2.2.7. Clasificación según configuración geométrica

- **Calderas horizontales**
- **Calderas verticales**

2.2.8. Clasificación según tipo de combustible

- **Sólido**
- **Líquido**
- **Gaseoso**

Si bien las calderas pueden ser clasificadas acorde a un sin número de características y diversos criterios, la clasificación más comúnmente utilizada es la correspondiente a la disposición de los fluidos. Por lo tanto, es posible referirse a dos tipos básicos de calderas: **acuotubulares y pirotubulares.**

2.3. CALDERAS ACUOTUBULARES

Las calderas acuotubulares se caracterizan porque el fluido (agua o vapor de agua) circula por el interior de los tubos, los cuales se encuentran sumergidos en una masa de gases calientes producto de la combustión. Estos tubos pueden ser rectos o curvados, siendo estos últimos los con mejores características de presión y temperatura, motivo por el cual en servicios de alto rendimiento se han generalizado desplazando a las de tubos rectos. Los tubos se disponen ya sea paralelo al eje de la caldera o en ángulo recto con respecto al mismo y se encuentran conectados a un domo superior y otro inferior. Los domos se sitúan horizontalmente por lo regular.

En el domo superior se produce la separación del vapor existente en el agua en circulación, y en el inferior se depositan lodos y residuos producto de la separación del vapor y agua líquida. Los tubos que unen ambos domos se distribuyen de forma tal que una parte de ellos se sitúa en el lado caliente de la caldera y la otra en el lado frío, lo cual permite que el agua de los tubos situados en la zona caliente sea parcialmente evaporada, de manera que dicho vapor asciende hacia el domo superior a raíz de la menor densidad del vapor con respecto al agua; el agua de la parte fría circula desde el domo superior al inferior debido a la mayor densidad del agua en dicha zona, de manera que se produce una circulación natural de la masa de agua al interior de la caldera. Sin embargo, también es posible encontrar calderas con circulación forzada o controlada.

Las calderas acuotubulares son comúnmente utilizadas en procesos donde se requieren presiones superiores a los 1,1 [MPa] y capacidades de producción de vapor por sobre los 6800 [kg/h vapor]. Es posible también encontrar calderas acuotubulares pequeñas de hasta 1 [MPa] que se utilizan en instalaciones de calefacción. En calderas presentes en centrales termoeléctricas la presión suele ser de 35 [MPa].

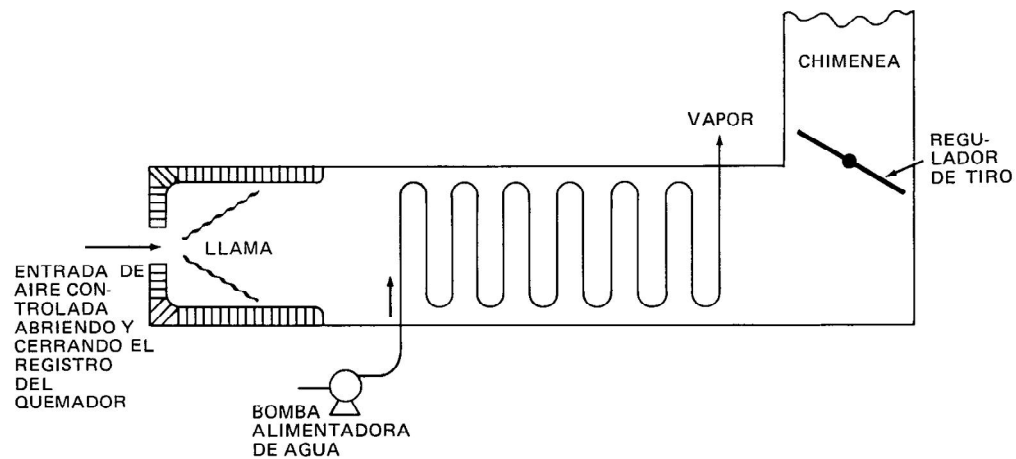


Figura 2. 2. Esquema simplificado funcionamiento caldera acuotubular.

Fuente: [9]

Las calderas pirotubulares de acero son insuficientes a medida que se presentan necesidades de capacidad y presión mayores, es por ello que las calderas acuotubulares presentan ventajas desde el punto de vista de las menores dimensiones de sus componentes y su facilidad de contrarrestar los efectos de expansión, siendo más convenientes para las grandes capacidades y mayores presiones requeridas, dentro de la correlativa seguridad de su diseño. El costo inicial de una caldera acuotubular pequeña es mucho mayor que el de una caldera pirotubular de similares características, pero la mayor eficiencia compensará el costo inicial de dicho equipo. Sin la acción de un sobrecalentador y economizador, es posible alcanzar eficiencias del orden de 78% y 80%. [9]

2.3.1. Componentes Principales Caldera Acuotubular

2.3.1.1. Hogar

Área dentro de la caldera en el cual se produce el proceso de combustión liberándose el calor requerido para la producción de vapor. El hogar debe permitir que la combustión se realice de forma adecuada y, en función de las condiciones de presión al interior del hogar, estos pueden clasificarse como:

- **Hogar en sobrepresión:** el aporte de aire necesario para la combustión mediante ventilador centrífugo que impulsa el aire hasta la cámara de combustión hace que la presión en el hogar sea superior a la atmosférica, es decir, produce que el hogar esté en sobrepresión.
- **Hogar en depresión:** cuando el ventilador centrífugo se coloca aspirando los humos del hogar impulsándolos hacia la chimenea también se facilita la extracción de los mismos. Se dice que el hogar está en depresión al ser la presión inferior a la presión atmosférica.
- **Hogares equilibrados:** son una combinación de los dos anteriores que hace que los dos ventiladores instalados consigan que la presión en el hogar sea la atmosférica o ligeramente inferior.

2.3.1.2. Domo

El domo consiste en un recipiente de configuración horizontal de mayor o menor espesor en función del vapor producido. El tamaño del mismo será necesario para contener los elementos de separación y admitir los posibles cambios de nivel según la carga.

El domo está diseñado para acumular en la parte inferior el agua que es distribuida a los distintos colectores de la cámara radiante, y a su vez, separar en la parte alta el vapor de las partículas de agua que lleva.

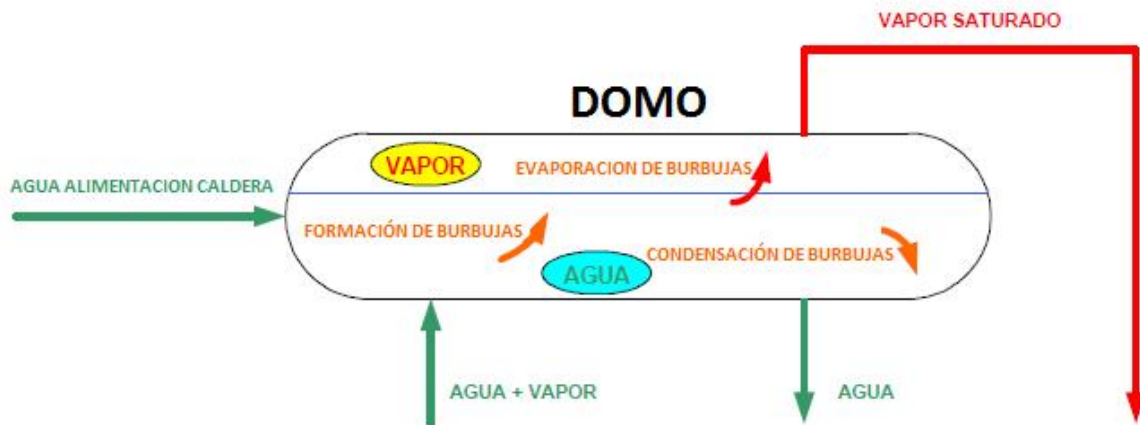


Figura 2. 3. Funcionamiento del Domo

Fuente: Propia

2.3.1.3. Zona de Transferencia de Calor

- **Zona de radiación:** zona de la caldera en la cual se produce el calor necesario para la generación de vapor a través del proceso de combustión. Esta parte de la caldera está formada por tubos denominados “risers”, los cuales se encuentran situados de forma vertical y se unen por la parte inferior con los tubos que bajan del domo, denominados “down-comer” y por la parte superior con el domo.

Los “risers” contienen en su interior agua y vapor, mientras que los “down-comer” solamente agua. La recirculación natural que existe se produce por la diferencia de densidad entre el agua y el vapor.

- **Zona de convección:** zona de la caldera donde los gases calientes producto de la combustión calientan los tubos de agua o vapor. En ningún caso es la llama directa la que aumenta la temperatura del fluido (agua).

La zona de convección normalmente se compone de varios elementos, como son los “down-comer”, los sobrecalentadores y precalentadores de aire.

2.3.1.4. Economizador

Equipo encargado de precalentar el agua de alimentación de la caldera utilizando el calor de los gases producto de la combustión que salen por la chimenea. Este equipo permite mejorar la eficiencia de la combustión al disminuir el calor requerido para evaporar el agua.

2.3.1.5. Precalentador de Aire

Equipo que precalienta el aire de combustión antes de que entre en contacto con el combustible permitiendo aumentar la eficiencia en el proceso de combustión y disminuyendo el consumo de combustible. El precalentamiento es necesario cuando se utilizan combustibles que poseen un alto contenido de humedad. Su principio se basa en el aprovechamiento del calor sensible de los gases de combustión que salen por la chimenea recuperando calor que inicialmente se está perdiendo a la atmósfera.

2.3.1.6. Sobrecalentador

Equipo utilizado para proporcionar calor adicional a los gases de escape producto de la combustión. Consiste en una sección de tubos que aprovecha el calor de los gases para elevar la temperatura del vapor por encima de la de saturación. El vapor sobrecalentado aumenta el rendimiento del ciclo de vapor, por ejemplo, en turbinas por cada 40°C de incremento de temperatura por sobre la de saturación, se obtiene un incremento del orden del 3% sobre el rendimiento.

El vapor sobrecalentado evita condensaciones en las tuberías y a la vez erosiones y desequilibrios en los equipos. Existen dos tipos de sobrecalentadores:

- **Sobrecalentador de tipo radiante:** recibe calor por radiación en forma directa a través de la llama.
- **Sobrecalentador de tipo convectivo:** recibe calor principalmente por el paso de los productos de la combustión a través de los tubos.

2.3.2. Ventajas y Desventajas de las Calderas Acuotubulares

Las calderas acuotubulares, como todo equipo de uso industrial, poseen ventajas y desventajas de acuerdo a su diseño y uso.

2.3.2.1. Ventajas

- Peso relativamente reducido por unidad de vapor producido.
- Rápida puesta en servicio.
- Aceptan mayores sobrecargas.
- Rompimiento de un tubo no presenta consecuencias serias para el sistema.
- El hogar puede ser diseñado para diferentes tipos de combustibles.
- Ocupan un menor lugar en planta con respecto a calderas pirotubulares de igual capacidad (del orden de un 10% - 30% menos).
- Mayor facilidad de limpieza.
- Permiten un mejor aprovechamiento del espacio para la superficie de calefacción (flexibilidad de diseño).

2.3.2.2. Desventajas

- Mayor costo inicial (no se justifica en calderas pequeñas de menos de 10 [ton/h vapor]).
- Mayor tamaño y peso.
- Requiere alimentación con agua de gran pureza, por lo cual es más importante el tratamiento del agua de alimentación.

2.4. CALDERAS PIROTUBULARES

Las calderas pirotubulares se caracterizan porque los gases calientes producto de la combustión circulan por el interior de los tubos sumergidos en el fluido (agua). Estas calderas se conforman de un cilindro con placas de tubos fijos en los extremos, con una serie de tubos que van de placa a placa y una cámara de combustión instalada de forma que los gases calientes producto de la combustión circulen por los tubos. El agua está contenida en el tambor y rodea los tubos para el intercambio de calor y producción de vapor.

Las calderas pirotubulares se diseñan de forma cilíndrica, en donde el flujo de los gases calientes de combustión circula por el interior de una serie de tubos que van de placa a placa en el cuerpo de la caldera, y que se encuentran bañados por agua permitiendo un incremento en la tasa de transferencia de calor para la evaporación del agua.

Las calderas pirotubulares se utilizan principalmente en sistemas de calefacción, para la producción de vapor requerido en procesos industriales o como calderas portátiles. Se diseñan y construyen para capacidades de producción de vapor hasta 6800 [kg/h vapor]. Las calderas pirotubulares de baja presión se encuentran limitadas a presiones de vapor del orden de 110 [kPa], calderas de agua caliente se limitan a 210 [kPa] y calderas de generación de fuerza pueden operar a presiones de vapor del orden de 2000 [kPa].

Las calderas pirotubulares se emplean por lo general cuando la demanda de vapor es relativamente reducida en comparación con la demanda en grandes centrales termoeléctricas. Ello se debe a que poseen limitaciones en cuanto a su tamaño y adaptabilidad de su diseño, sin embargo, poseen la ventaja particular de contar con un gran volumen de almacenamiento de agua, además de poder compensar los efectos de las grandes y repentinas fluctuaciones en la demanda de vapor. Debido al gran volumen de agua el tiempo necesario para alcanzar su presión de trabajo es mayor que el tiempo requerido por una caldera de tipo acuotubular. Su posibilidad de sobrecalentamiento es limitada. [9]

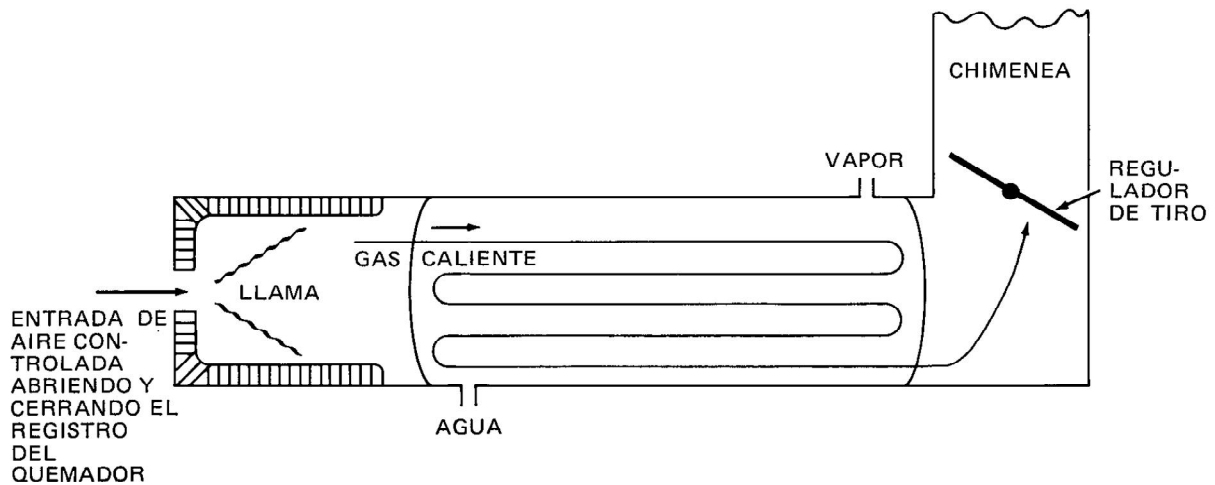


Figura 2.4. Esquema simplificado funcionamiento caldera pirotubular.

Fuente: [9]

Las calderas pirotubulares pueden ser de uno o varios pasos de los gases calientes por los tubos y de distintas configuraciones (fondo y/o piso húmedo o refractario, compactas, verticales).

La limpieza de los tubos de humo, si bien es sencilla, es vital para el correcto funcionamiento de la caldera. Por ello es que se requiere que el agua sea tratada para asegurar un nivel de calidad óptimo ya que, al encontrarse sumergidos los tubos en el agua, la posibilidad de que se formen depósitos calcáreos en la parte externa de los tubos es bastante alta, reduciendo la transferencia de calor y disminuyendo la eficiencia de la caldera.

Las calderas pirotubulares suelen tener mayor aplicación en instalaciones a nivel hospitalario, clínicas e industrias donde se requiera, por lo general, vapor saturado como fuente de energía.

2.4.1. Componentes Principales Caldera Pirotubular

2.4.1.1. Tubo Principal

El tubo principal corresponde al hogar en donde se genera la llama producto de la combustión en la caldera. Este tubo principal debe tener las condiciones geométricas ideales para permitir una combustión óptima y, además, debe estar cubierto con un material refractario que permita una buena transferencia de calor.

2.4.1.2. Tubos Secundarios

Los tubos secundarios corresponden a los ductos encargados de transportar los gases producto de la combustión desde el hogar o tubo principal a la chimenea, la cantidad de tubos secundarios depende directamente de la capacidad de generación de vapor que presenta la caldera. Estos se encuentran en contacto directo con el agua permitiendo el proceso de evaporación y, dependiendo de las necesidades y diseño, pueden tener desde uno a tres pasos.

2.4.1.3. Quemador

El quemador es el elemento que se encarga de la preparación del combustible con el fin de lograr una combustión lo más eficiente posible. Para lograrlo, el combustible se inyecta por medio de un atomizador permitiendo lograr una correcta mezcla de aire – combustible.

2.4.1.4. Ventilador

El ventilador toma el aire del medio ambiente y lo induce en el quemador de la caldera para su mezcla con el combustible. El aire que llega al quemador debe tener condiciones de presión adecuadas para lograr una combustión óptima de lo contrario se tendrá una combustión fallida. Para ello, se debe manejar una velocidad de inyección del aire de combustión adecuada para lograr las condiciones de presión idóneas para la combustión.

2.4.1.5. Bomba de Alimentación de Agua

La bomba de alimentación suministra agua previamente tratada a la caldera. Para la puesta en marcha del equipo se debe tener un nivel de agua suficiente para garantizar una operación correcta, por lo tanto, la bomba debe contar con sensores de nivel que permitan controlar su funcionamiento.

2.4.1.6. Economizador

El economizador es un dispositivo mecánico de transferencia de calor que calienta un fluido hasta su punto de ebullición, sin pasar de él. Hacen uso de la entalpia en fluidos que no están lo suficientemente calientes como para ser usados en la caldera, recuperando dicha energía y mejorando el rendimiento del ciclo de vapor.

El agua proveniente de la bomba de alimentación hacia la caldera puede tomar dos caminos: ingresar directamente desde la bomba a la caldera o pasar por el economizador con el fin de incrementar su temperatura y aumentar la velocidad de evaporación, obteniendo con ello un incremento en la eficiencia del equipo.

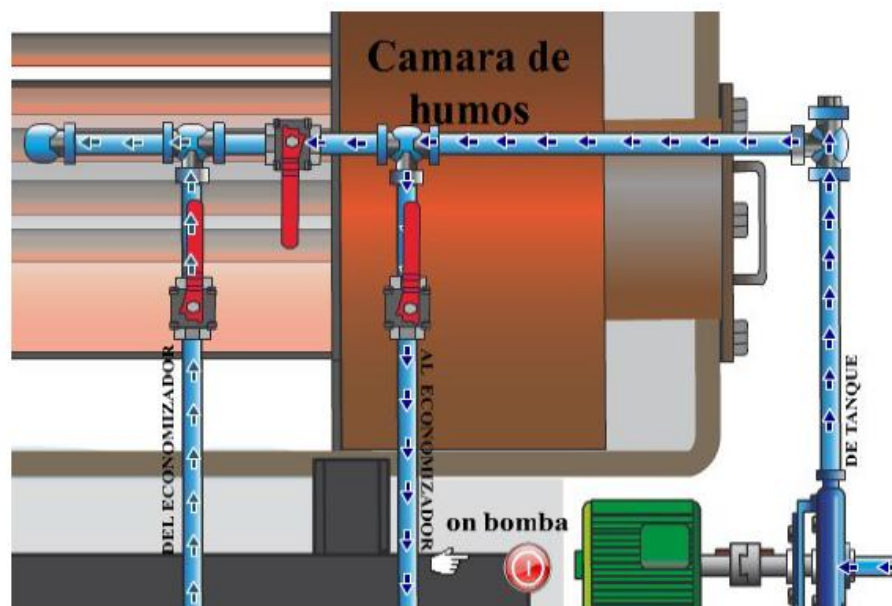


Figura 2.5. Rutas posibles agua alimentación caldera

Fuente: [10]

2.4.1.7. Tanque de condensado

El tanque de condensado consiste en un recipiente generalmente de tipo cilíndrico, el cual debe garantizar una alimentación constante de agua a la bomba de alimentación cada vez que esta lo requiera. Se encuentra conectado directamente al circuito de tratamiento de agua y debe poseer un indicador de nivel para visualizar el contenido de agua dentro del tanque. [6]

2.4.1.8. Sistema de Alimentación de Combustible

El combustible necesario para el proceso de combustión debe encontrarse a ciertas condiciones de presión y temperatura, sobre todo cuando se trabaja con combustibles de baja densidad. Es por este motivo que el sistema de alimentación prepara el combustible y lo inyecta en el quemador para su mezcla con el aire comburente a modo de obtener una combustión óptima. El sistema de alimentación de combustible cuenta con controles de presión y temperatura, válvulas de seguridad, entre otros.

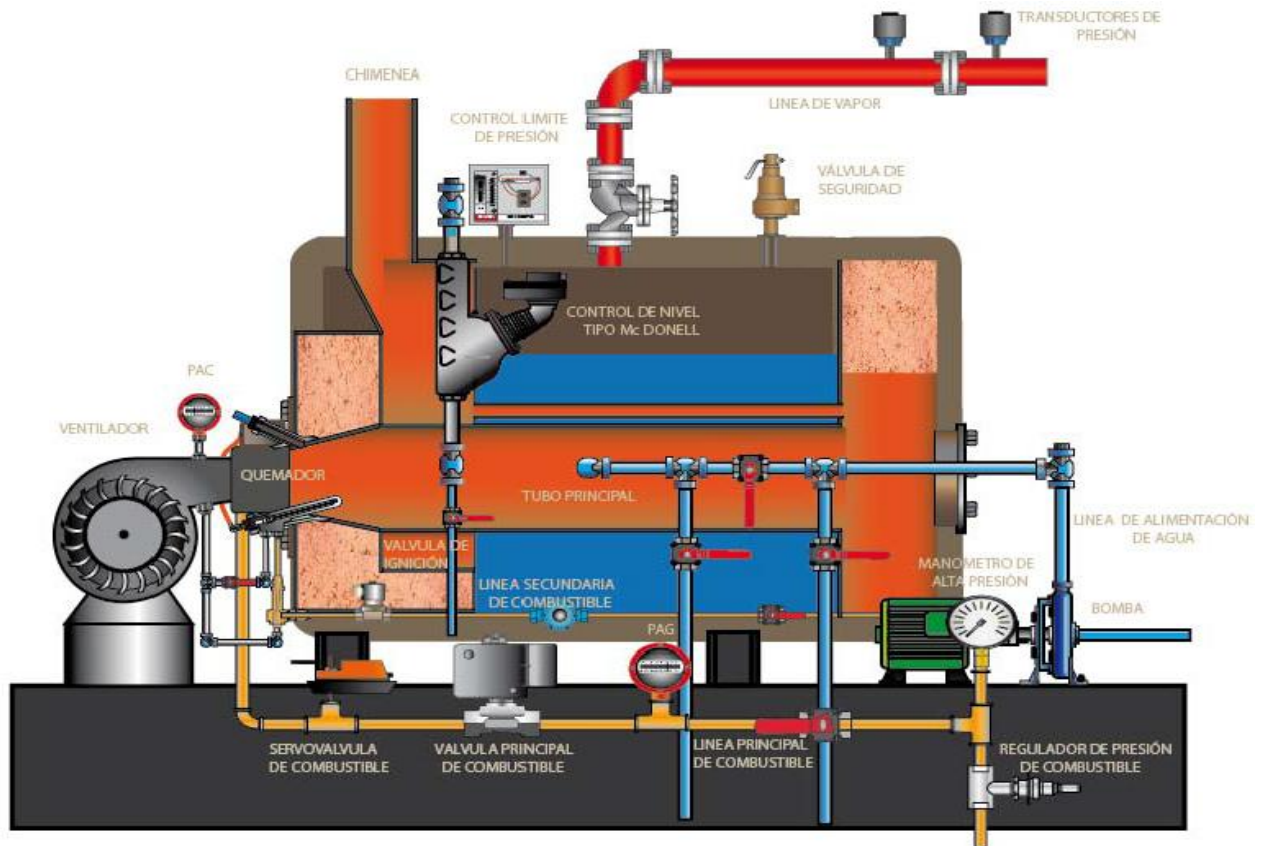


Figura 2.6. Partes principales cadera pirotubular

Fuente: [10]

2.4.2. Sistemas de una Caldera de tipo Pirotubular

Para comprender de manera eficiente el funcionamiento de una caldera es importante identificar los sistemas que hacen posible su correcta operación. El proceso de producción de vapor se logra por medio de la interacción de los diferentes sistemas y variables que permitan obtener la mejor eficiencia en la caldera.

Desde el punto de vista funcional es posible identificar dos sistemas básicos en una caldera:

- Sistema de agua – vapor.
- Sistema de combustión.

2.4.2.1. Sistema de Agua – Vapor

El sistema de agua – vapor tiene como función suministrar agua a la caldera a presiones adecuadas y condiciones químicas aptas para obtener vapor de la manera más eficiente posible. Además, debe mantener un nivel adecuado dentro del recipiente para poder cumplir con este objetivo.

El sistema de agua – vapor se encuentra conformado por dos subsistemas que actúan de forma integrada, los cuales son:

- **Sistema de alimentación de agua:** circuito encargado de suministrar agua a la caldera para la producción de vapor. El agua que llega a la caldera debe tratarse previamente para eliminar sales y otras sustancias disueltas en el agua que puedan generar problemas en la caldera.

Existen varios procedimientos químicos para el tratamiento del agua en calderas entre los cuales se encuentran el tratamiento a través de cal de sosa (hidróxido sódico) y el basado de permutita.

- **Circuito de tratamiento de agua:** el tratamiento del agua de alimentación de la caldera tiene como finalidad cumplir con los siguientes objetivos:
 - Prevención de depósitos de incrustaciones que perjudiquen la transferencia de calor dentro de la caldera. Esto puede conllevar al sobrecalentamiento del metal presente en el equipo y a su vez producir daños considerables.
 - Eliminación de gases corrosivos existentes en el agua de alimentación de la caldera.
 - Prevención de agrietamiento intercrystalino o la formación de fisuras en el metal de la caldera.
 - Prevención de remanentes de agua y espuma en el fondo de la caldera.

- **Sistema de vaporización de agua:** el sistema de vaporización de agua requiere de un recipiente hermético que le permita soportar altas presiones y a su vez, debe poseer un recubrimiento de material aislante con el fin de evitar pérdidas de calor. Por lo general, dicho material aislante consiste de ladrillos de tipo refractario.

Los elementos que componen el sistema de vaporización de agua son:

- **Quemador:** encargado de mezclar el aire con el combustible de manera de optimizar el proceso de combustión.
- **Cuerpo de la caldera:** recipiente con capacidad de soportar altas presiones y evitar pérdidas de calor.
- **Tubo principal u hogar:** permite la combustión óptima del combustible y del comburente, además, se encarga de alojar la llama producida en la combustión.
- **Tubos secundarios:** transportan los gases de combustión a la chimenea transfiriendo calor al agua para su evaporización.

2.4.2.2. Sistema de Combustión

Las calderas son equipos encargados de proporcionar energía en forma de calor para ser transferida a un fluido de trabajo. Esta energía se obtiene a partir de un proceso de combustión, el cual puede caracterizarse como:

- **Combustión completa:** se produce cuando se quema todo el combustible con una cantidad mínima de aire.
- **Combustión perfecta:** se produce cuando el combustible es quemado con una cantidad de aire estequiométrica (teórica).
- **Combustión incompleta:** se produce cuando no se quema todo el combustible.

Los factores más importantes a tener en cuenta para un desarrollo óptimo de la combustión y mantener un control adecuado en este proceso son:

- Relación aire / combustible (RAC).
- Calidad de la mezcla aire / combustible.
- Espacio necesario para que se desarrolle una combustión adecuada.
- Análisis de los gases de escape.

De esta manera, el sistema de combustión se encuentra conformado por dos subsistemas:

- **Sistema de ignición:** La ignición se produce por medio de la adición de una fuente de calor a la mezcla de aire/combustible mediante una fuente externa. La temperatura a la cual se produce este proceso se denomina temperatura de ignición. A continuación se explican los elementos que permiten la formación de una llama piloto en el interior de la caldera.

- **Suministro de Aire:** Es uno de los factores más importantes para el proceso de combustión y funcionamiento de la caldera. El suministro de aire permite el barrido de gases en el proceso de encendido y permite la fase de combustión y operación en régimen de la caldera. Para ello, se requiere que el suministro de aire sea realizado adecuadamente a modo de mantener una RAC correcta que permita mantener en todo momento la capacidad de producción máxima de la caldera.

El suministro de aire se realiza por medio de un ventilador centrífugo, el cual toma el aire ambiente y lo dirige hacia el quemador a través de un ducto. Para el correcto encendido del ventilador se deben cumplir las siguientes condiciones: nivel de agua adecuado al interior de la caldera y presión de vapor normal.

Para graduar el flujo de aire requerido para la combustión de manera más precisa, el ventilador cuenta con un variador de velocidad que controla la velocidad en el motor del ventilador.

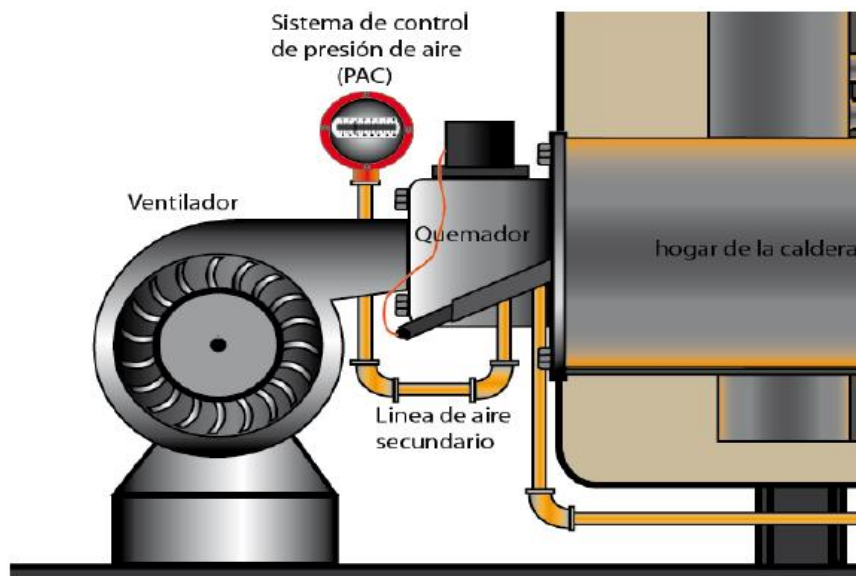


Figura 2.7. Componentes del Sistema de Suministro de Aire

Fuente: [10]

El proceso de combustión al interior de la caldera se realiza mediante una mezcla aire/combustible a través de un quemador. Luego de la combustión quedan en el interior de la caldera ciertos gases residuales producto de la combustión, por ello es necesario evacuar estos gases antes del proceso de encendido de la caldera a modo de evitar problemas en la combustión.

La extracción de los gases de combustión se realiza por medio del ventilador, el cual actúa durante un tiempo determinado para la extracción de los gases. Este tiempo se denomina periodo de pre purga y se encuentra gobernado por el controlador de encendido de la caldera.

El controlador posee un temporizador que es energizado luego de recibir una señal de presión de aire adecuada y actuará por un tiempo de 30 segundos aproximadamente para luego dar inicio al periodo de ignición.

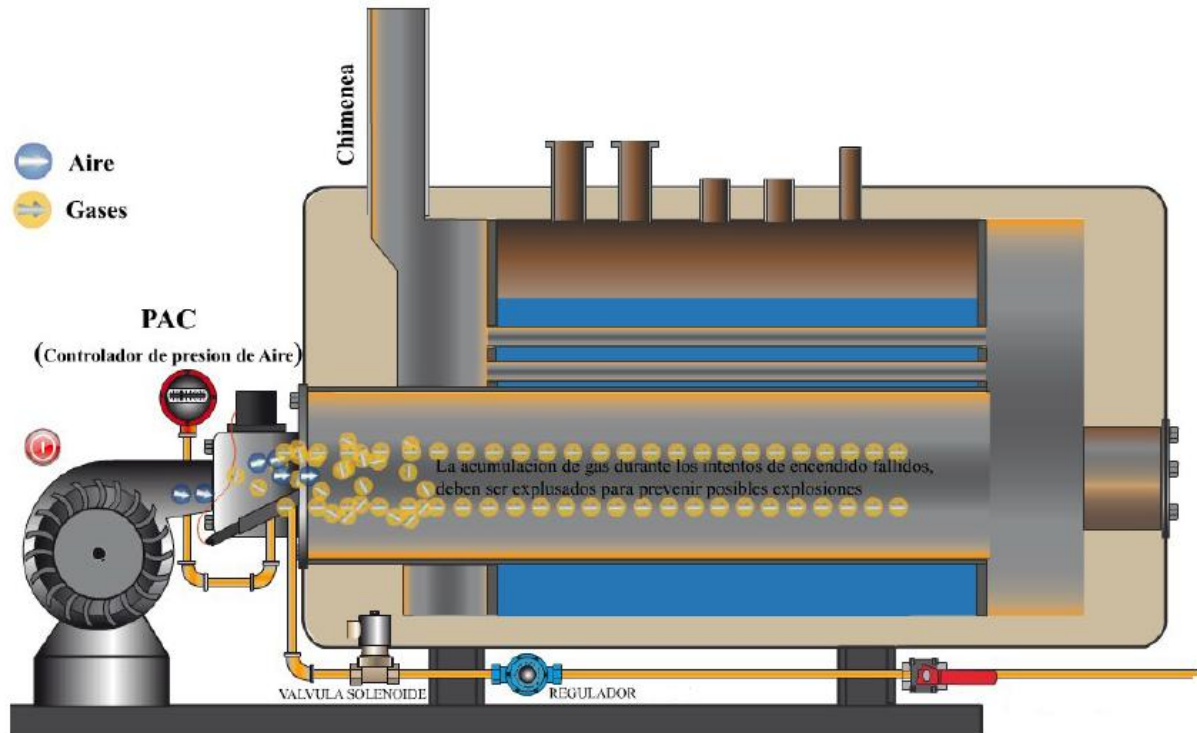


Figura 2.8. Barrido de gases al interior de la caldera

Fuente: [10]

- **Sistema de Combustible Piloto:** Es el encargado de proporcionar y mantener la llama piloto que permita el encendido del quemador de la caldera durante el periodo de ignición. Este sistema se compone de:

- Regulador de presión.
- Válvula de ignición.
- Sistema Venturi.
- Electrodo de ignición.

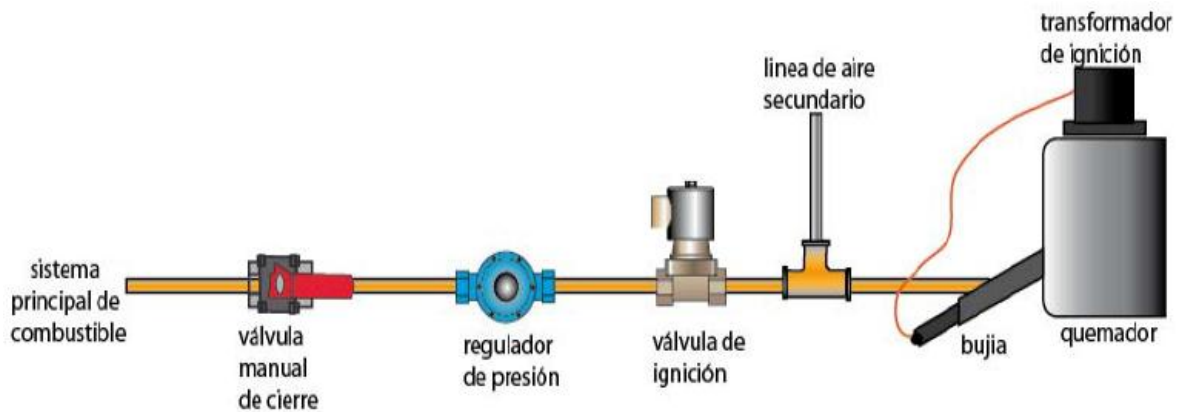


Figura 2.9. Sistema de combustible piloto.

Fuente: [10]

- **Sistema Principal de Combustible:** Sistema encargado de suministrar a la caldera el combustible necesario para el proceso de producción de vapor. El sistema principal de combustible se compone de los siguientes elementos:

- Regulador de combustible
- Válvula manual de cierre
- Manómetro de alta y baja presión
- Sensor/Interruptor on/off alta presión de combustible
- Válvula principal de combustible
- Servo válvula de control proporcional de combustible

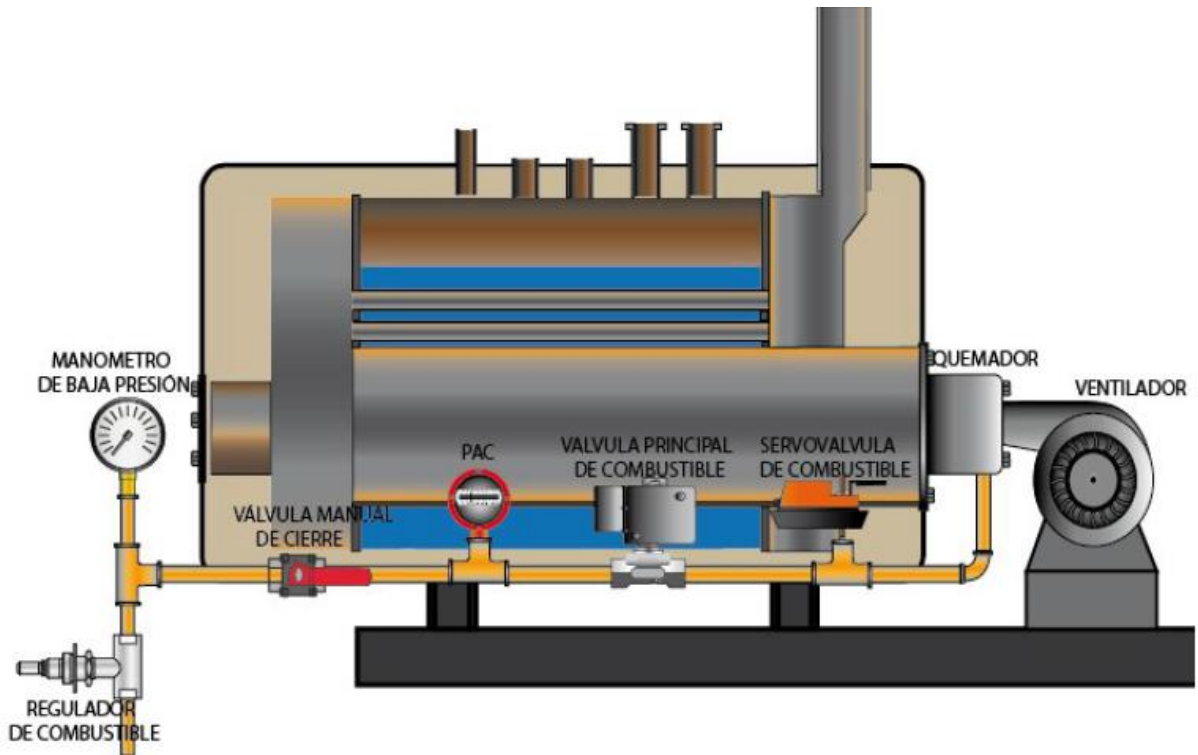


Figura 2.10. Sistema principal de combustible.

Fuente: [10]

2.4.3. Ventajas y Desventajas de las Calderas Piro-tubulares

Las calderas piro-tubulares, como todo equipo de uso industrial, poseen ventajas y desventajas de acuerdo a su diseño y uso.

2.4.3.1. Ventajas

- Menor costo inicial, gracias a su diseño y fabricación sencilla.
- Pueden utilizarse combustibles sólidos, líquidos o gas.
- Poseen un gran volumen de almacenamiento de agua.
- Menores exigencias en cuanto a la pureza del agua de alimentación.
- Mayor flexibilidad de operación.
- No necesitan grandes espacios, ya que son de menor tamaño.
- Poseen un buen nivel de eficiencia.

2.4.3.2. Desventajas

- Mayor tiempo para puesta en operación.
- Posibilidad de sobrecalentamiento limitada.
- No son utilizables para altas presiones.

CAPITULO III. CARACTERIZACIÓN ZONA DE ESTUDIO

3.1. DESCRIPCIÓN Y CONDICIONES MEDIOAMBIENTALES

La ciudad de Valparaíso, ubicada en la zona costera de la V región, presenta un clima templado de tipo mediterráneo costero con menores variaciones de temperatura, presentando un promedio anual de 16°C. La humedad relativa es alta con un promedio anual de 75% y las precipitaciones son más abundantes alcanzando los 450 mm anuales.

A partir de los registros meteorológicos presentes en el Sistema de Información Nacional de Calidad de Aire (SINCA) del Ministerio del Medio Ambiente, específicamente en la estación Valparaíso, se determinan valores de temperatura horaria media mensual y velocidad del viento horaria media mensual para el periodo comprendido entre el 14 de Marzo de 2015 y 14 de Marzo de 2016, en el horario comprendido entre las 07:00 – 18:00 hrs.

Tabla 3.1. Temperatura Ambiente Media Mensual [°C]

Fuente: [11]

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
07:00	17,9	15,8	15,1	11,9	9,0	7,6	7,8	10,1	10,8	11,9	14,2	15,4
08:00	20,1	18,5	16,9	13,2	9,5	7,7	8,0	10,8	12,7	14,4	16,1	17,0
09:00	20,7	19,2	18,5	16,1	11,7	9,5	9,5	12,4	15,1	15,9	16,7	17,8
10:00	21,4	19,9	19,4	17,4	14,7	13,6	12,5	14,8	16,1	16,7	18,0	18,8
11:00	22,4	20,8	20,3	18,0	15,9	15,6	14,3	15,7	16,8	17,4	18,5	19,9
12:00	23,3	21,7	21,1	18,9	16,8	16,4	13,9	15,2	17,6	18,4	19,9	20,9
13:00	23,8	22,8	21,6	19,9	17,5	17,3	15,0	16,6	18,5	18,5	21,3	21,8
14:00	24,6	23,6	22,1	20,9	18,1	17,6	14,3	17,4	19,1	19,2	21,8	22,4
15:00	24,5	24,0	22,4	21,2	18,3	17,6	15,9	17,3	19,0	19,8	21,8	22,6
16:00	24,4	24,0	22,2	19,9	16,9	15,9	14,5	16,3	18,2	19,3	21,4	22,4
17:00	24,2	23,7	21,6	19,1	16,1	14,9	14,0	15,5	17,2	18,3	20,4	21,9
18:00	22,8	22,2	19,8	18,1	15,1	13,9	12,9	14,6	15,9	16,4	18,5	20,1
Media	22,5	21,4	20,1	17,9	15,0	14,0	12,7	14,7	16,4	17,2	19,1	20,1
Min	17,9	15,8	15,1	11,9	9,0	7,6	7,8	10,1	10,8	11,9	14,2	15,4
Max	24,6	24,0	22,4	21,2	18,3	17,6	15,9	17,4	19,1	19,8	21,8	22,6

Tabla 3.2. Velocidad del Viento Media Mensual [m/s]

Fuente: [11]

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
07:00	0,53	0,53	0,43	0,6	0,63	0,86	0,68	0,80	0,54	0,68	0,59	0,55
08:00	0,63	0,51	0,43	0,66	0,69	0,85	0,77	0,75	0,65	0,72	0,77	0,90
09:00	0,95	0,83	0,65	0,60	0,68	0,70	0,71	0,78	0,80	1,02	1,12	1,11
10:00	1,22	1,03	0,89	0,90	0,65	0,54	0,68	0,79	1,08	1,30	1,28	1,39
11:00	1,41	1,23	1,10	1,00	0,86	0,81	0,76	0,97	1,25	1,42	1,60	1,54
12:00	1,53	1,45	1,36	1,08	0,99	0,97	0,92	1,07	1,41	1,55	1,70	1,66
13:00	1,62	1,60	1,56	1,16	1,03	0,98	0,92	1,13	1,38	1,60	1,83	1,77
14:00	1,62	1,74	1,41	1,32	1,04	1,03	0,83	1,08	1,40	1,63	1,94	1,81
15:00	1,66	1,69	1,34	1,25	0,99	1,00	0,84	1,23	1,50	1,55	1,90	1,75
16:00	1,47	1,60	1,33	1,12	0,79	0,84	0,69	1,19	1,50	1,48	1,75	1,73
17:00	1,36	1,45	1,11	0,84	0,66	0,70	0,55	0,87	1,20	1,53	1,53	1,61
18:00	1,17	1,20	0,81	0,63	0,57	0,75	0,46	0,76	0,97	1,17	1,41	1,31
Media	1,26	1,24	1,04	0,93	0,80	0,84	0,73	0,95	1,14	1,30	1,45	1,43
Min	0,53	0,51	0,43	0,60	0,57	0,54	0,46	0,75	0,54	0,68	0,59	0,55
Max	1,66	1,74	1,56	1,32	1,04	1,03	0,92	1,23	1,50	1,63	1,94	1,81

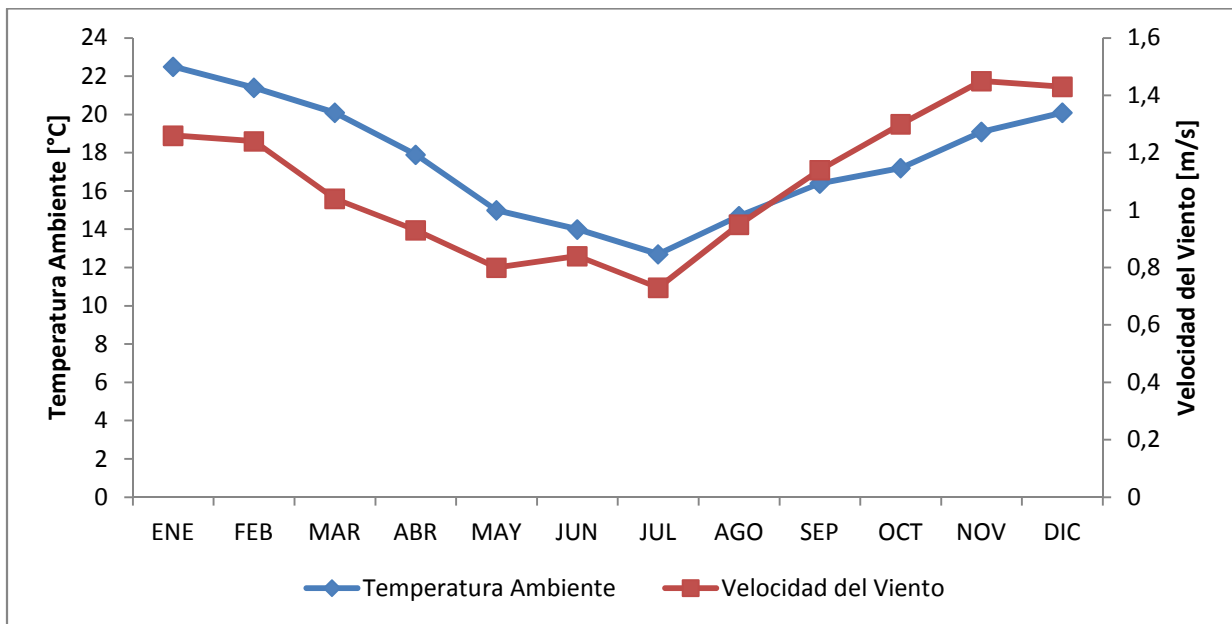


Gráfico 3.1. Comparación entre temperatura ambiente promedio y velocidad del viento promedio

Fuente: Propia

Para el mismo periodo comprendido entre el 14 de Marzo de 2015 y 14 de Marzo de 2016, en el horario comprendido entre las 07:00 – 18:00 hrs., se han determinado valores de humedad relativa del aire horaria media mensual.

Tabla 3.3. Humedad relativa del Aire Media Mensual [%]

Fuente: [11]

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
07:00	74,9	73,1	80,2	83,8	84,7	73,9	84,9	85,3	83,0	76,0	71,4	71,3
08:00	67,1	66,5	74,4	79,0	83,0	72,3	83,7	82,5	75,2	67,9	65,9	67,6
09:00	65,7	67,5	71,7	70,5	76,3	66,6	78,7	75,7	67,9	64,6	64,9	65,3
10:00	63,7	66,6	70,0	68,8	67,8	55,4	68,4	64,9	65,5	62,9	60,9	61,7
11:00	60,4	63,7	66,7	68,3	66,6	54,2	64,9	63,3	62,8	58,6	56,7	58,6
12:00	58,0	61,0	64,1	65,0	64,7	54,0	63,8	64,7	60,8	57,7	54,1	56,3
13:00	57,1	57,3	62,2	62,3	62,2	51,8	61,5	63,4	58,5	56,0	51,3	53,9
14:00	54,5	55,3	60,8	58,9	60,7	51,3	62,6	61,6	57,7	55,6	49,0	52,1
15:00	55,1	53,9	59,9	58,0	60,9	52,0	62,5	62,1	57,4	53,2	48,4	51,5
16:00	55,3	53,1	60,2	61,2	64,7	58,1	64,6	63,6	59,5	53,4	49,2	52,0
17:00	55,4	53,6	61,8	64,0	67,0	61,0	65,7	67,5	62,3	54,4	51,1	52,6
18:00	59,2	57,4	67,5	67,0	70,2	64,4	72,9	70,3	66,7	59,3	55,8	57,6
Media	60,5	60,7	66,6	67,2	69,1	59,6	69,5	68,7	64,8	60,0	56,6	58,4
Min	54,5	53,1	59,9	58,0	60,7	51,3	61,5	61,6	57,4	53,2	48,4	51,5
Max	74,9	73,1	80,2	83,8	84,7	73,9	84,9	85,3	83,0	76,0	71,4	71,3

3.2. TEMPERATURA DEL AGUA DE RED

Para determinar la temperatura del agua de red en la comuna de Valparaíso, se hace uso de la información presente en el anexo VI de la Norma Técnica que determina algoritmo para la verificación de la contribución solar mínima de los Sistemas Solares Térmicos acogidos a la franquicia tributaria de la Ley N° 20.365.

Tabla 3.4. Temperatura del Agua de Red Media Mensual y Anual [°C]

Fuente: [2]

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	Media Anual
19,1	18,1	18,1	16,1	14,1	13,1	12,6	13,6	14,6	16,1	17,6	19,5	16,1

3.3. GEOMETRÍA SOLAR Y RADIACIÓN SOLAR

Los parámetros de la geometría solar permiten determinar la posición exacta del sol en una determinada época y día del año, lo cual permite obtener información más precisa y detallada al momento de realizar los cálculos de radiación solar sobre una superficie, permitiendo maximizar el uso de la energía solar en un Sistema Solar Térmico (SST). En este apartado se analizan los parámetros de la geometría solar directamente relacionados con la zona de estudio, mientras que los relacionados con la instalación propiamente tal se analizarán en capítulos siguientes.

3.3.1. Inclinación y Azimut

La inclinación y el azimut, en el caso de los sistemas solares térmicos, puede ser modificado con el fin de obtener la máxima eficiencia posible y captar la mayor radiación, sin embargo, para el caso de los Techos Solares Activos (TSA), estos parámetros dependen directamente de la instalación actual que el techo de la instalación posee.

El azimut depende directamente de la orientación del área definida para la disposición del TSA, el cual en el caso de la instalación actual corresponde a dos áreas de 67,5 m², orientadas hacia el este y oeste respectivamente.

Tabla 3.5. Azimut para TSA en Hospital Carlos Van Buren

Fuente: Propia

	Área 1	Área 2
Orientación	Este	Oeste
Azimut	90°	270°

Además del azimut, se requiere conocer la inclinación que poseerá el TSA, el cual viene determinado por la inclinación presente en la estructura actual. Basado en una triangulación de un sector del techo y con las dimensiones presentes en los planos de la sala de calderas, se ha determinado una **inclinación del techo de 15° con respecto a la horizontal**.

3.3.2. Duración del día solar

En los sistemas que utilizan energía solar, como es el caso de los TSA, es de vital importancia conocer la cantidad de horas de sol que pueden ser aprovechadas durante el día, ya que ello permite conocer el intervalo horario en que es posible utilizar con mayor eficacia y eficiencia la radiación solar.

La determinación de la duración del día solar requiere conocer los siguientes parámetros: declinación (δ), latitud (L) y hora de salida del sol. La declinación se determina a partir de la ecuación (ec.1.5), mientras que la hora de salida del sol se determina mediante la ecuación (ec.3.1).

$$H [^\circ] = \arccos(-\text{tg}(\delta) * \text{tg}(L)) \quad (\text{ec. 3.1})$$

Mediante la ecuación (ec.3.2), es posible expresar en horas la duración del día solar considerando que una hora, en términos de ángulos, corresponde a 15° .

$$\text{Duración del día [hrs]} = 2 * \frac{H}{15} \quad (\text{ec. 3.2})$$

A partir de estos parámetros, se obtiene la tabla 3.6, la cual resume los cuatro parámetros mencionados anteriormente.

Tabla 3.6. Declinación, Latitud, Hora salida del sol y Duración del día solar

Fuente: Propia

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$\delta [^\circ]$	-21,1	-13,0	-2,4	9,8	19,0	23,4	21,4	13,5	1,8	-10,0	-19,4	-23,4
$L [^\circ]$	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1	-33,1
$H [^\circ]$	104,5	98,6	91,6	83,6	77,0	73,7	75,3	81,0	88,8	96,6	103,2	106,3
Dur. del día [h]	13,9	13,1	12,2	11,1	10,3	9,8	10,0	10,8	11,8	12,9	13,8	14,2

A partir de los cálculos realizados para la determinación de la duración del día solar se determina el periodo en el cual el sistema operará. Este periodo se ha determinado a partir de la mínima duración del día en horas, correspondiente al mes de Junio, y que corresponde a 10 horas promedio, estimándose el periodo de funcionamiento del TSA entre las 08:00 - 18:00 hrs.

3.3.3. Radiación solar

A partir de los registros meteorológicos presentes en el Sistema de Información Nacional de Calidad de Aire (SINCA) del Ministerio del Medio Ambiente, específicamente en la estación Valparaíso, se han determinado valores de radiación solar horaria media mensual para el periodo comprendido entre el 14 de Marzo de 2015 y 14 de Marzo de 2016, en el horario comprendido entre las 07:00 – 18:00 hrs.

Tabla 3.7. Radiación Solar Global Media Mensual en plano horizontal [W/m²]

Fuente: [11]

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
07:00	162,10	147,97	49,41	19,24	4,68	0,93	0,90	7,68	57,83	192,58	268,67	255,55
08:00	357,48	321,48	178,50	167,83	52,13	29,57	32,10	81,94	248,90	386,97	452,07	442,77
09:00	508,77	444,14	304,91	338,62	238,9	191,07	153,39	226,16	409,43	562,16	649,67	647,35
10:00	657,77	579,97	477,72	494,79	386,45	362,07	334,29	388,23	581,57	718,90	856,50	859,84
11:00	839,81	744,83	631,87	557,28	485,42	450,87	429,10	468,60	672,83	811,16	1000,27	1007,55
12:00	950,71	891,82	746,06	620,07	527,29	480,70	486,58	493,23	719,23	876,35	1061,45	1046,35
13:00	953,81	948,10	763,42	629,31	505,03	456,53	468,00	441,03	680,83	853,74	1043,87	1038,94
14:00	912,55	912,28	688,68	583,48	423,23	398,37	391,26	384,07	614,07	749,84	938,30	973,55
15:00	785,52	809,21	582,29	465,93	305,58	287,00	279,45	311,84	482,70	627,40	779,40	830,32
16:00	616,52	622,41	414,88	251,47	106,58	110,07	124,37	163,53	324,47	431,71	565,80	640,48
17:00	407,26	393,69	229,50	75,83	22,42	15,20	25,50	47,03	131,67	229,71	329,27	435,19
18:00	182,00	153,66	57,06	5,72	0,23	0,00	0,47	3,00	14,57	53,13	91,53	186,52
Media	611,19	580,80	427,03	350,80	254,83	231,87	227,12	251,36	411,51	541,14	669,73	697,03
Min	162,10	147,97	49,41	5,72	0,23	0,00	0,47	3,00	14,57	53,13	91,53	186,52
Max	953,81	948,10	763,42	629,31	527,29	480,70	486,58	493,23	719,23	876,35	1061,45	1046,35

CAPÍTULO IV. INSTALACIONES HOSPITAL CARLOS VAN BUREN

El Hospital Carlos Van Buren, fundado en el año 1772, es un centro de alta complejidad perteneciente a la Red asistencial del Servicio de Salud Valparaíso – San Antonio (SSVSA). En la actualidad se encuentra ubicado en calle San Ignacio N°725, posee una superficie total de 41.453 [m²] y capacidad de 526 camas.

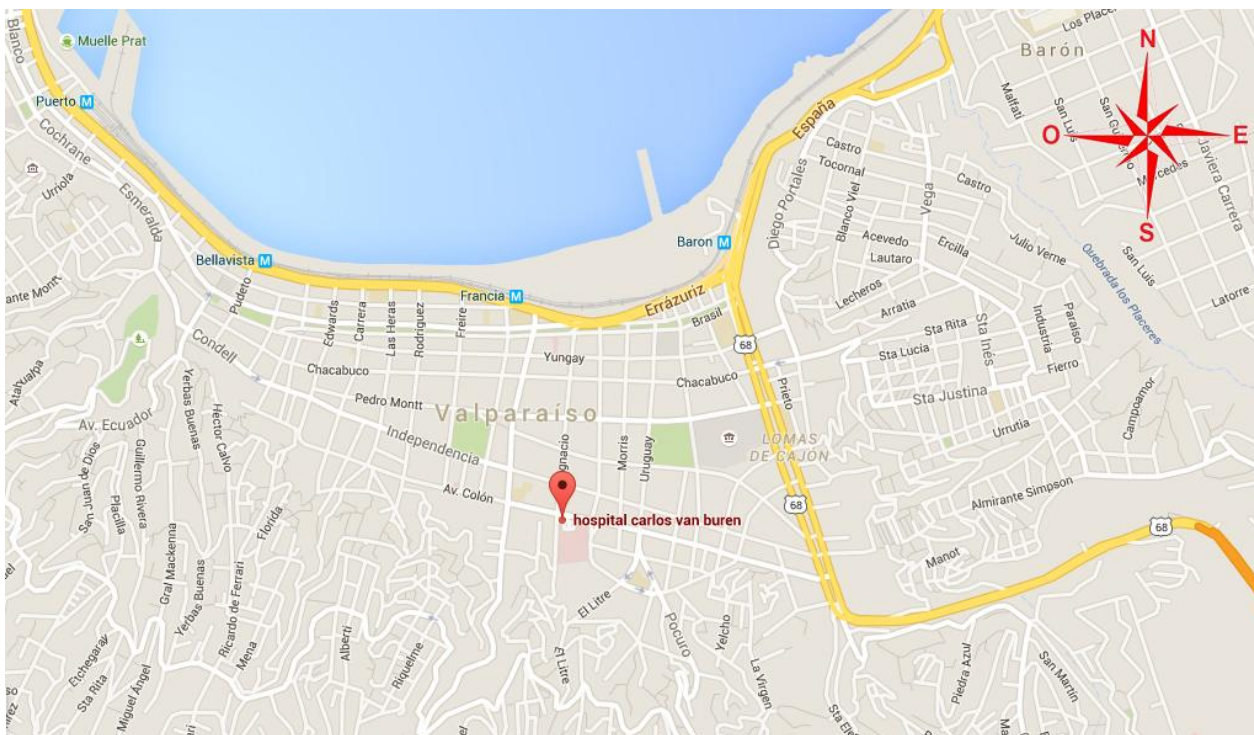


Figura 4.1. Ubicación geográfica Hospital Carlos Van Buren, Valparaíso

Fuente: Propia

Entre sus instalaciones destacan:

- Torre médica.
- Torre quirúrgica
- Oncología.
- Consultorio Adosado de Especialidades (CAE).
- Otorrino – oftalmología.
- Servicio de cocina.
- Servicio de lavandería.
- **Sala de calderas.**

A continuación se presenta la distribución de las instalaciones en el interior del recinto correspondiente al HCVB, destacando la gran superficie que comprende el área hospitalaria y la ubicación de la sala de calderas.



Figura 4.2. Distribución instalaciones HCVB

Fuente: Propia

4.1. SALA DE CALDERAS HOSPITAL CARLOS VAN BUREN

El HCVB de Valparaíso cuenta con una sala de calderas ubicada en el área sur poniente de las instalaciones, específicamente en la georreferenciación: *Latitud: -33.051527, Longitud: -71,610820.*

La sala de calderas posee un área total de 130,56 m², sin contar las áreas comunes tales como bodega, baño y sala de estar. Los equipos presentes en el interior de la sala de calderas ocupan un área de 87,23 m². (Ver Anexo A).

La sala de calderas cuenta con dos calderas de tipo pirotubular conectadas en paralelo, de las cuales una de ellas se encuentra en *stand by*. Estas calderas generan el vapor requerido para la operación de diversos equipos en el interior del hospital, entre los cuales se identifican:

- **Cocina:** equipos utilizados en la central de alimentación u otra sección con el fin de preparar los alimentos del hospital, tales como marmitas y baños maría.
- **Equipos industriales:** equipos que apoyan la operación general del hospital, tales como lavadoras y secadoras industriales (consumo de vapor).
- **Equipos médicos:** equipos de uso directo o indirecto para las labores médicas, tales como autoclaves para esterilización.
- **Agua caliente sanitaria (ACS):** equipos que consumen agua caliente sanitaria, tales como duchas, lavamanos, lavamanos pabellón, lavachatas, lavadoras industriales, entre otros.

A partir de la categorización de las áreas mencionadas anteriormente y los equipos consumidores de energía, se identifica un consumo térmico por sistema de consumo, el cual se detalla a continuación: [12]

Tabla 4.1. Sistema Térmico: número de equipos y consumo térmico

Fuente: [12]

Sistema de consumo	Nº equipos	Potencia total [kW]
Cocina	13	408
Equipos industriales	5	42
Equipos médicos	3	46,6
ACS	655	3719,4
Total	676	4216

Es importante destacar que el mayor consumo térmico se encuentra en los equipos consumidores de ACS, representando el 88,2% de la demanda térmica. Además, se cuenta con tres equipos de autoclave, los cuales funcionan las 24 horas del día, realizando un total de 23 cargas con una duración promedio de 90 minutos por carga. La temperatura durante el proceso es de 150°C.

El área de esterilización cuenta con dos lavadoras desinfectantes, las cuales utilizan vapor y realizan de 11 – 12 ciclos diarios cada una, con una duración promedio de 60 minutos. Además, cuenta con una lavadora ultrasónica la cual realiza 8 ciclos diarios de lavado, con una duración promedio de 60 minutos por ciclo.

4.2. EQUIPOS SALA DE CALDERAS

La sala de calderas del HCVB se compone de dos circuitos térmicos anexos uno del otro. Estos circuitos poseen equipos destinados para la generación de vapor y ACS, y su posterior distribución en las diferentes áreas que lo requieran. A continuación se presenta la caracterización de estos equipos presentes en cada uno de los circuitos térmicos.

4.2.1. Equipos Circuito Térmico Principal

- **Caldera a Vapor N°1:**

- Equipo : Generador de vapor igneotubular
- Número Interno : 1
- Fabricante : Cyclo Therm Division Oswego Boiler Co. Inc.
- Modelo : 7000D-6-SP
- N° de fábrica : 13378
- Año de fabricación : 1967
- Superficie de calefacción : 93 m²
- Producción de vapor : 2500 kg/hr
- Presión máxima de trabajo : 7,0 kg/cm² o 100 PSI
- Válvulas de seguridad : 2 tipo resorte. Diámetro de salida: 38 [mm]
- Indicadores de nivel : Un tubo de vidrio y tres llaves de prueba
- Combustible utilizado : Petróleo N°5
- Consumo máx. combustible : 175 kg/hr

- **Quemador N°1:**

- Equipo : Quemador BT 250 DSN
- Fabricante : Baltur
- N° de fábrica : 2143117
- Potencia eléctrica : 7,5 [kW]
- Combustible quemado : Petróleo N°5

- **Caldera a Vapor N°2:**

- Equipo : Generador de vapor igneotubular
- Número Interno : 2
- Fabricante : Cyclo Therm Division Oswego Boiler Co. Inc.
- Modelo : 7000D-6-SP
- N° de fábrica : 13352
- Año de fabricación : 1967
- Superficie de calefacción : 93 m²
- Producción de vapor : 2500 kg/hr
- Presión máxima de trabajo : 7,0 kg/cm² o 100 PSI
- Válvulas de seguridad : 2 tipo resorte. Diámetro de salida: 38 [mm]
- Indicadores de nivel : Un tubo de vidrio y tres llaves de prueba
- Combustible utilizado : Gas Natural
- Consumo máx. combustible : 140 kg/hr

- **Quemador N°2:**

- Equipo : Quemador COMIST 250
- Fabricante : Baltur
- N° de fábrica : 4181674
- Potencia eléctrica : 8,25 [kW]
- Combustible quemado : Gas Natural

- **Ablandadores:**

- Cantidad : 4 unidades
- Operación : Funcionan 2–3 ablandadores, en periodos de 4–6 horas por día

- **Bombas (*):**

- Cantidad : 2 unidades
- Potencia : 7,5 [kW] bomba para caldera de GN
5,5 [kW] bomba para caldera de Petróleo N°5

- **Hidropack:**
 - Cantidad : 1 unidad
 - Operación : Según requerimientos. Equipo destinado a distribución de agua blanda (Cap. 100 Litros).

(*) Adicional a las bombas existentes para cada una de las calderas, se cuenta con 2 bombas de similares características en configuración en paralelo (una de ellas en *stand by*), para la distribución de agua blanda a servicios.

4.2.2. Equipos Circuito Térmico Subestación ACS

- **Boilers:**
 - Cantidad : 4 unidades
 - Capacidad : Boilers TQ: 2 unidades de 6000 [L]
Boilers TM: 2 unidades de 3000 [L]

- **Bombas:**
 - Cantidad : 2 unidades
 - Potencia : Ambas de 140 [W]. Configuración en paralelo (una de ellas en *stand by*).

4.3. CIRCUITO TÉRMICO HCVB

Las calderas presentes en la sala de calderas del HCVB reciben agua fría proveniente desde los ablandadores instalados dentro de la sala de calderas, no existiendo retorno de condensados desde los boilers de ACS. Parte del agua fría ablandada es distribuida hacia un estanque acumulador que proporciona de agua para consumo directo en cocina, esterilización, farmacia y servicio dietético de leche (SEDILE).

El vapor generado en las calderas se distribuye mediante manifold hacia diferentes destinos, entre los cuales se encuentran: precalentamiento de petróleo, cocina, esterilización y alimentación de boilers para ACS en torre quirúrgica y médica. Se obtiene retorno de condensados desde área de esterilización y cocina.

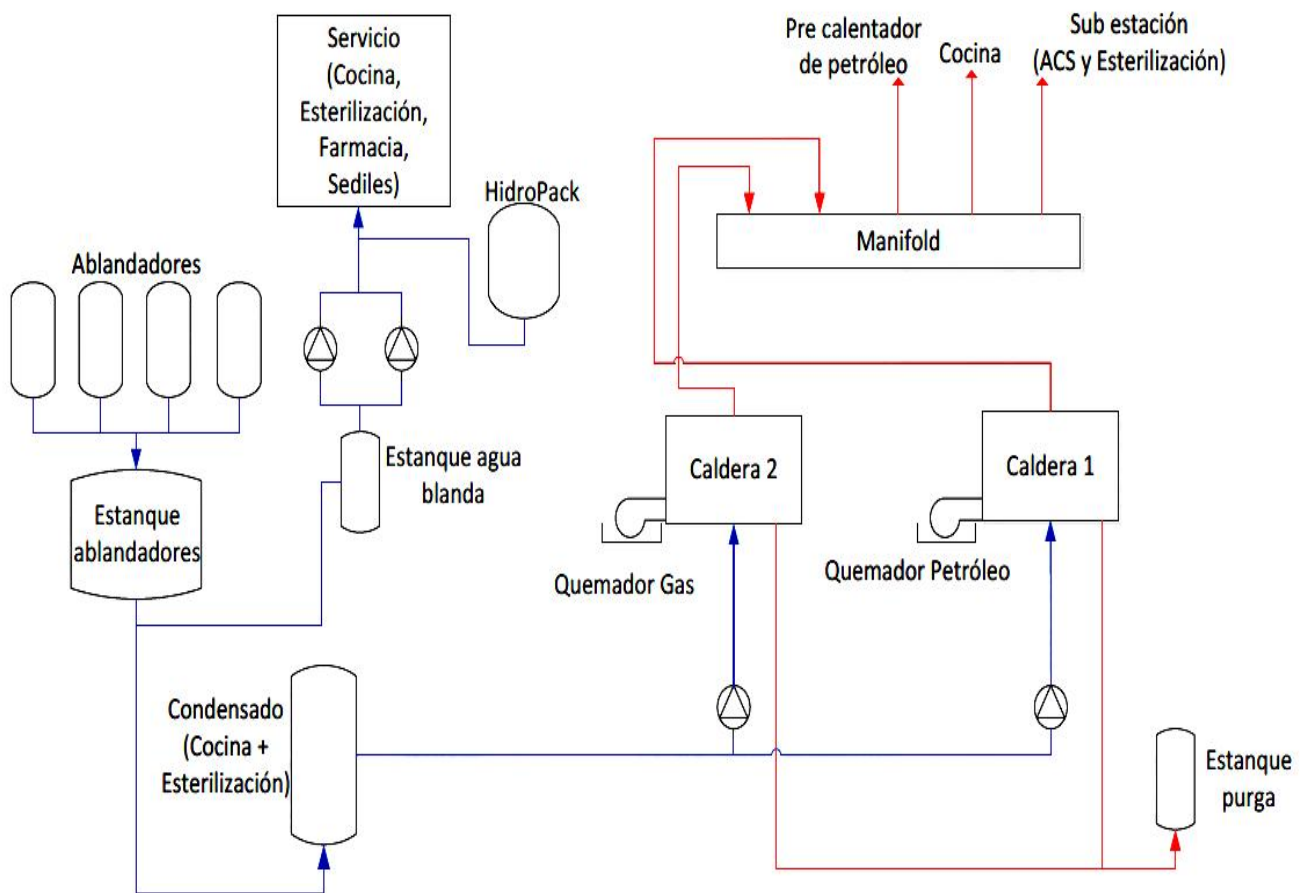


Figura 4.3. Circuito térmico principal

Fuente: Propia

La subestación para la producción de ACS, tanto para la torre quirúrgica (TQ), como para la torre médica (TM), se compone de 2 boilers para cada una de las áreas mencionadas. Estos reciben agua fría desde la red y son calentados con el vapor producido en las calderas.

El ACS va desde cada uno de los estanques hacia consumo y el vapor condensado no retorna hacia el estanque de condensados, yendo directamente al desagüe. Desde el manifold principal de las subestaciones se descarga vapor hacia un intercambiador de calor que se encuentra actualmente fuera de servicio.

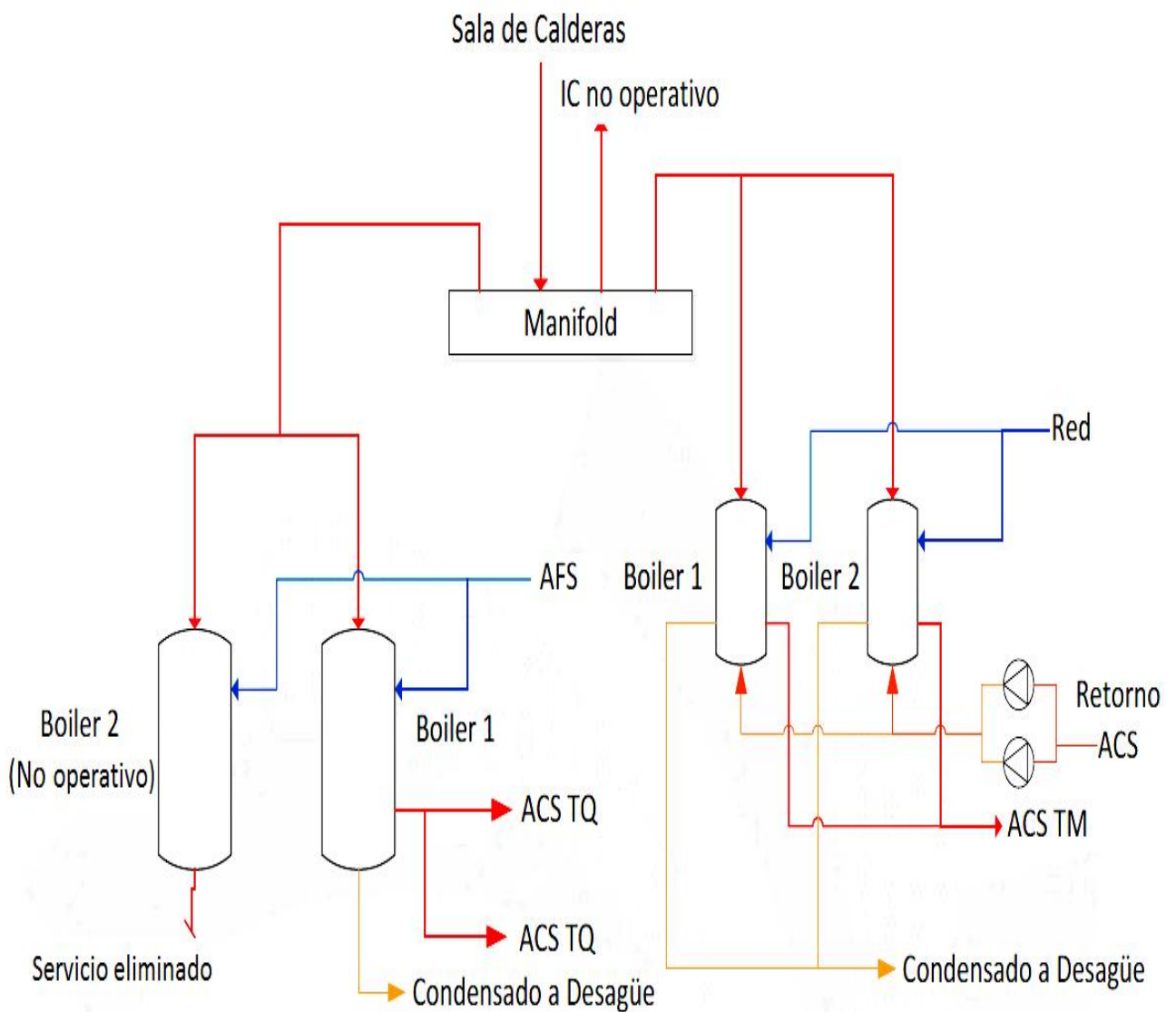


Figura 4.4. Circuito térmico subestación ACS

Fuente: Propia

4.4. CARACTERIZACIÓN CALDERAS HCVB

Como se detalla en el punto 4.2.1., la sala de calderas del HCVB posee dos calderas de tipo pirotubular configuradas en paralelo. Esta configuración tiene por objetivo mantener una de las calderas en *stand by*, lista y preparada para entrar en funcionamiento en caso de ser necesario ante alguna eventualidad o mantenimiento del equipo en uso. Los parámetros de operación de las calderas se muestran en la *tabla 4.2*.

Tabla 4.2. Parámetros de Operación Calderas

Fuente: Propia

Producción de Vapor	2000 [kg/h]
Presión de Trabajo	80 [psi]
Temperatura Promedio Agua Alimentación	16,1 [°C]

A partir de estos parámetros y otros datos obtenidos mediante tomas de mediciones y tablas de datos, se han determinado los parámetros de temperatura y composición de los gases de escape, consumo y tratamiento de agua para producción de vapor, rendimiento de las calderas y consumo de combustible.

4.4.1. Temperatura y Composición Gases de Escape

Para la determinación de la temperatura y composición de los gases de escape se han realizado mediciones mensuales de estos parámetros por parte de la empresa "JOB Ltda. Servicios de Ingeniería", empresa contratista a cargo del mantenimiento y operación de las calderas. Las mediciones de temperatura y composición de gases de escape de las calderas se realizan mediante el uso de un equipo medidor/analizador de combustión TESTO 340.

A partir de estas mediciones se ha determinado una temperatura y composición promedio de los gases de escape de las calderas, los cuales se detallan en las *tablas 4.3 y 4.4*.

Tabla 4.3. Temperatura y composición gases de escape Caldera F.O. N°5

Fuente: JOB Ltda.

CALDERA N°1											
Fecha de Medición	Temp. Humos	Temp. Ambiente	O ₂	CO	CO ₂	η ¹	Exceso Aire	NO _x	NO	NO ₂	SO ₂
	[°C]	[°C]	[%]	[ppm]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]	[ppm]	[ppm]
28-12-2015	245,1	32,2	2,3	0,0	14,1	90,3	12,2	291,0	277,0	14,0	530,0
13-01-2016	259,1	39,9	2,8	0,0	13,7	89,9	15,1	285,0	271,0	14,0	619,0
10-02-2016	252,1	27,7	2,5	0,0	13,9	89,7	13,4	306,0	291,0	15,0	580,0
30-03-2016	262,9	23,2	2,4	0,0	14,0	89,1	12,7	310,0	295,0	15,0	562,0
27-04-2016	272,6	23,6	2,4	0,0	14,0	88,6	13,1	277,0	264,0	13,0	617,0
18-05-2016	282,2	24,3	2,6	0,0	13,8	88,1	14,1	326,0	310,0	16,0	602,0
Media	262,3	28,5	2,5	0,0	13,9	89,3	13,4	299,2	284,7	14,5	585,0
Min	245,1	23,2	2,3	0,0	13,7	88,1	12,2	277,0	264,0	13,0	530,0
Max	282,2	39,9	2,8	0,0	14,1	90,3	15,1	326,0	310,0	16,0	619,0

Tabla 4.4. Temperatura y composición gases de escape Caldera G.N.

Fuente: JOB Ltda.

CALDERA N°2											
Fecha de Medición	Temp. Humos	Temp. Ambiente	O ₂	CO	CO ₂	η ¹	Exceso Aire	NO _x	NO	NO ₂	SO ₂
	[°C]	[°C]	[%]	[ppm]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]	[ppm]	[ppm]
28-12-2015	180,1	32,0	11,0	0,0	5,7	87,7	110,5	49,0	47,0	2,0	0,0
13-01-2016 ²	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
10-02-2016	179,7	24,6	11,3	0,0	5,5	86,8	115,4	49,0	47,0	2,0	0,0
09-03-2016	176,1	32,7	11,4	0,0	5,5	87,8	117,6	49,0	47,0	2,0	0,0
27-04-2016 ²	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
28-05-2016	166,2	17,4	10,6	0,0	5,9	88,0	101,3	56,0	53,0	3,0	0,0
Media	175,5	26,7	11,1	0,0	5,7	87,6	111,2	50,8	48,5	2,3	0,0
Min	166,2	17,4	10,6	0,0	5,5	86,8	101,3	49,0	47,0	2,0	0,0
Max	180,1	32,7	11,4	0,0	5,9	88,0	117,6	56,0	53,0	3,0	0,0

¹ Rendimiento η corresponde a rendimiento de combustión y no a rendimiento de las calderas.

² Durante las fechas de toma de mediciones correspondientes a los meses de Enero 2016 y Abril 2016, la caldera N°2, combustible G.N. no se encuentra operativa.

4.4.2. Tratamiento y consumo de Agua para producción de vapor

Para la producción de vapor en las calderas es necesario realizar previamente un tratamiento de ablandamiento del agua de alimentación con el fin de reducir la dureza del agua y disminuir ciertos parámetros que pueden provocar problemas en la caldera. La dureza está determinada por la cantidad de sales de calcio y magnesio que contiene, y por los sólidos disueltos totales (SDT). Estas concentraciones de sales y SDT a medida que el agua se evapora sufren un grado de concentración, decantando y formando incrustaciones en el interior de la caldera, las cuales disminuyen el rendimiento de ésta al disminuir la transferencia de calor desde los gases calientes de combustión al agua. En la *tabla 4.5* y *tabla 4.6* se muestran los requerimientos del agua de alimentación de las calderas y requerimientos del agua de caldera respectivamente, además, en la *tabla 4.7* se muestra la cantidad promedio diaria de agua tratada para producción de vapor en las instalaciones del HCVB.

Tabla 4.5. Requerimientos Agua Alimentación Calderas de Vapor

Fuente: [6]

Parámetro	Valor recomendado
Dureza Total (Ca CO ₃)	< 10 partes por millón (10 ppm)
Contenido de Oxígeno	< 8 partes por billón (8 ppb)
Dióxido de Carbono	< 25 mg/l
Contenido Total de Hierro	< 0,05 mg/l
Contenido Total de Cobre	< 0,01 mg/l
Alcalinidad Total	< 25 partes por millón (25 ppm)
Contenido de Aceite	< 1 mg/l
pH @ 25°C	7.0 - 11.0
Condición General	Cristalina, homogénea y transparente. Turbiedad inferior a 10 unidades nefelométricas (10 NTU).

Tabla 4.6. Requerimientos Agua Caldera

Fuente: [6]

Parámetro	Valor recomendado
pH @ 25°C	10,5 - 12
Alcalinidad Total CaCO ₃	< 700 ppm
Alcalinidad Caustica	> 350 ppm
Secuestrantes de Oxígeno:	
• Sulfito de Sodio	30 - 70 ppm
• Hidrazina	0,1 - 10 ppm
• Taninos	120 - 180 ppm
• Dietilhidroxilamina	0,1 - 1,0 ppm (en agua alimentación)
Fosfato Na ₃ PO ₄	30 - 60 mg/l
Hierro	< 3 ppm
Sílice	150 ppm
Sólidos Disueltos Totales	< 3500 ppm
Sólidos en Suspensión	< 200 ppm
Conductividad	< 7000 micro Siemens por cm (7000 μS/cm)
Condición General	Libre de agentes insolubles. Turbiedad inferior a 175 unidades nefelométricas (175 NTU).

Tabla 4.7. Agua tratada y producción de vapor promedio

Fuente: Propia

Parámetro	Valor
Agua tratada promedio para producción de vapor	45000 litros/día
Producción de vapor promedio	2000 kg/h

4.4.3. Rendimiento Calderas

El rendimiento de las calderas para producción de vapor presentes en la sala de calderas del HCVB han sido determinados a partir de mediciones realizadas por la empresa contratista a cargo el mantenimiento de las calderas, las cuales han sido corroboradas por la empresa en Consultoría e Ingeniería Energética RODA Energía en su informe desarrollado para la Agencia Chilena de Eficiencia Energética, denominado "Programa de eficiencia energética en edificios públicos: Hospital Carlos Van Buren" con fecha Marzo 2016.

Tabla 4.8. Rendimiento Calderas HCVB

Fuente: [12]

Caldera N°1: Combustible Fuel Oil N°5	86%
Caldera N°2: Combustible Gas Natural	79,2%

4.4.4. Consumo de Combustible

Las calderas presentes en el HCVB requieren de una alimentación constante de combustible durante su funcionamiento, para ello se cuenta con un suministro de Fuel Oil N°5 destinado a la caldera N°1 y un suministro de Gas Natural destinado a la caldera N°2. La principal razón para que las calderas utilicen diferentes combustibles se basa en la diversificación del suministro ante posibles inconvenientes y en el caso del gas natural, contar con un suministro constante sin depender de la capacidad de los estanques de almacenamiento.

Para determinar un consumo promedio de combustible en las calderas se lleva a cabo una estimación en base al método directo para la determinación del rendimiento de las calderas, el cual se muestra en la ecuación (ec.4.1).

$$\eta = \frac{P_v * (h_v - h_{fe})}{b * H_{inf}} * 100 \quad (ec. 4.1)$$

Donde:

- η : Rendimiento caldera [%]
- P_v : Producción de vapor [kg/h]
- h_v : Entalpia de vapor [Kcal/kg]
- h_{fe} : Entalpia del fluido de entrada [Kcal/kg]
- b : Consumo de combustible [unidad de combustible/h]
- H_{inf} : Poder calorífico inferior del combustible [Kcal/unidad de combustible]

Dichas estimaciones serán corroboradas durante el análisis económico, en el caso de la caldera N°2, con información presente en las instalaciones del HCVB referente a consumos de combustible durante los años 2014-2015. Para el caso de la caldera N°1, la cual utiliza Fuel Oil N°5 como combustible, debido al uso intermitente de ésta durante las fechas en que se realizó el estudio, se considera sólo la estimación teórica del consumo de combustible.

Tabla 4.9. Consumo Combustible Calderas HCVB

Fuente: Propia

Caldera N°1: Combustible Fuel Oil N°5	144,14 kg/h
Caldera N°2: Combustible Gas Natural	139,19 kg/h

Los cálculos realizados para la determinación del consumo de combustible se muestran en el Anexo B.

CAPÍTULO V. CARACTERIZACIÓN TECHO SOLAR ACTIVO

Con anterioridad se ha caracterizado la zona de estudio y las instalaciones de la sala de calderas presentes en el HCVB, sin embargo, es necesario caracterizar el sistema de TSA. En el presente capítulo se detalla el área disponible para la implementación, en primera instancia, del techo solar activo así como los elementos básicos que componen estos sistemas y sus dimensiones. Además, se determinan parámetros de interés requeridos para la determinación de la energía útil disponible y aprovechable por el sistema de TSA y los aportes que éste puede generar en términos de incremento de temperatura del aire de combustión.

5.1. TECHO ACTUAL Y ÁREA DISPONIBLE

Las actuales instalaciones de la sala de calderas del HCVB cumplen con los requisitos expresados en el Decreto 10/2012 "Reglamento de calderas, autoclaves y equipos que utilizan vapor de agua", en el cual se explicita que *"la sala de calderas se debe encontrar en un recinto exclusivo, construido de material incombustible con una cubierta de techo liviano de similares características y muros con resistencia mínima al fuego"*.

La sala de calderas consiste en un recinto galpón cerrado construido con costaneras de zinc, paredes y techo liviano construidos con planchas de zinc, a modo de dar cumplimiento a lo expresado en el Decreto 10/2012. Las dimensiones de la sala de caldera, sin tomar en consideración las áreas comunes (bodega, baño, sala de estar), son las siguientes:

Tabla 5.1. Dimensiones Sala de Calderas HCVB

Fuente: Propia

Largo	13,60 [m]
Ancho	9,60 [m]
Altura punto más alto	7,30 [m]

A partir de las dimensiones de la sala de calderas se ha determinado un **área plana** equivalente a **130,56 [m²]**, sin embargo, el área de interés corresponde al área inclinada perteneciente al techo de la sala de calderas. Para determinar dicha área de interés es necesario conocer la inclinación que posee el techo, sin embargo, los planos existentes de la sala de calderas no poseen información respecto a este tema, por lo cual se ha recurrido al software Geogebra (software de código abierto disponible gratuitamente para uso no comercial), el cual ha permitido, por medio de una imagen de un sector de la sala de calderas, determinar el ángulo de inclinación que posee el techo. De esta manera se ha determinado que el **techo posee una inclinación de 15°** con respecto a la horizontal.

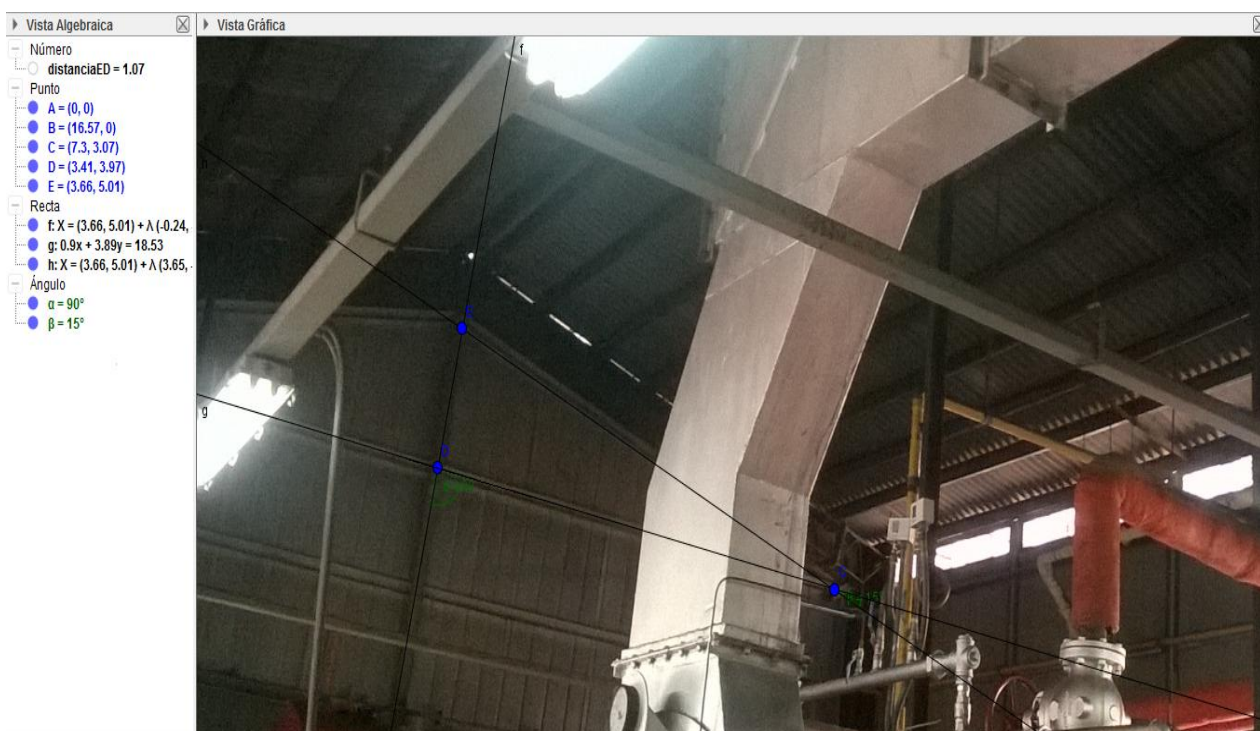


Figura 5.1. Determinación ángulo β de inclinación del techo mediante software Geogebra

Fuente: Propia

Esta información, más los datos presentes en la *tabla 5.1*, han permitido por medio de una triangulación de las dimensiones presentes, determinar el área de techo total disponible. De esta manera se ha determinado que el **área de techo total disponible** corresponde a **135,18 [m²]**.

Es importante destacar que esta área disponible corresponde al área total de techo, la cual se encuentra dividida en dos superficies idénticas con orientación Este - Oeste respectivamente, es decir, una de las superficies se encuentra desviada 90° respecto del eje Norte - Sur, mientras que la otra se encuentra desviada 270° respecto del eje Norte - Sur. Cada una de estas superficies a utilizar cuenta con un **área de 67,59 [m²]**.

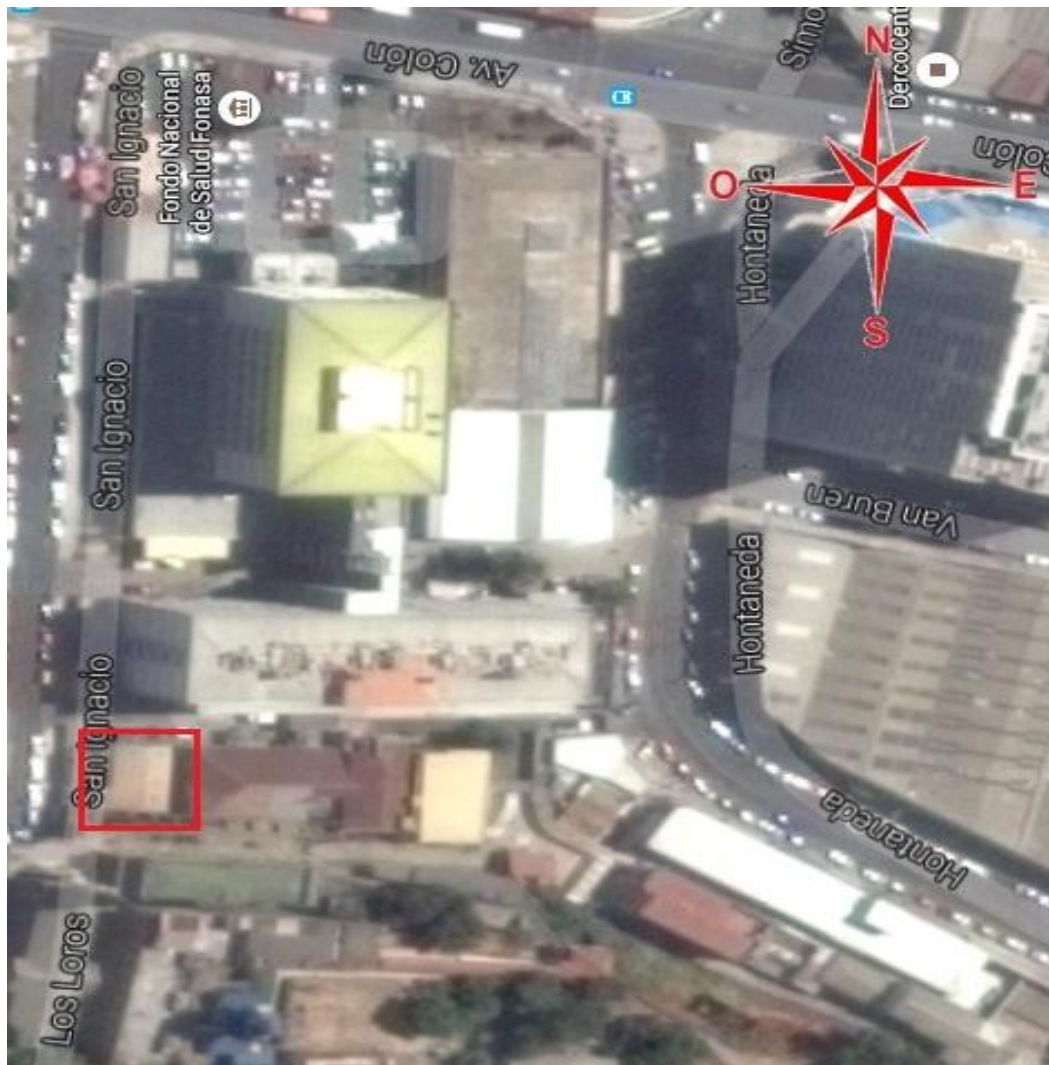


Figura 5.2. Techo orientación Este - Oeste (instalaciones sala de calderas destacada en recuadro) Fuente: Propia

Es importante mencionar que debido a esta condición que presentan las superficies (orientación Este - Oeste), se tiene una disminución del porcentaje de radiación que incide sobre la superficie del TSA. Esta disminución ha sido cuantificada, por medio de la información existente en el Explorador de Energía Solar de la Universidad de Chile, para la zona de estudio (georreferenciación: *Latitud: -33.051527, Longitud: -71.610820*), determinándose dichas pérdidas en un 8% para la superficie orientada hacia el Este y un 12% para la superficie orientada hacia el Oeste. A modo de contar con un dato más conservador y considerando que dichas pérdidas pueden variar dependiendo de las condiciones climáticas cambiantes año a año, en el presente trabajo de título se utiliza un porcentaje de pérdidas correspondiente a un **15% de disminución de la radiación incidente sobre el TSA debido a orientación Este - Oeste.** (ver Anexo C)

Si bien cada una de las superficies del techo a utilizar cuenta con un área equivalente a 67,59 [m²], es necesario realizar la salvedad de que se debe considerar un área menor. Esta consideración es requerida debido a que ductos y conexiones necesarios para canalizar el flujo del aire hacia las calderas ocuparán un determinado espacio sobre el techo, razón por la cual la superficie útil para captación de energía disponible es menor. De esta manera, se considera un área útil para captación de energía solar correspondiente a 64 [m²] en cada una de las dos superficies consideradas, lo cual equivale a **128 [m²] totales para captación de energía solar.**

En el caso excepcional de requerirse una mayor superficie para captación de energía y precalentamiento del aire, se cuenta con los techos de las instalaciones colindantes a la sala de calderas. Dichos techos poseen una inclinación de 15° y orientación hacia el norte, sin embargo, debido a la distancia existente entre la sala de calderas y dichos techos, existiría una mayor pérdida de energía a causa de la longitud de los ductos y trayectoria del aire precalentado hasta la zona donde es requerido.

5.2. RADIACIÓN TOTAL EN TECHO SOLAR ACTIVO

El sistema TSA requiere captar la energía solar incidente para lograr incrementar la temperatura del flujo de aire atmosférico que circula en el interior del módulo de techo activo. Para determinar la cantidad de energía disponible se requiere conocer la posición del sol y la insolación total diaria, sin embargo, la energía solar no se comporta de manera constante a lo largo del tiempo. Existen variaciones con respecto a la radiación y temperatura ambiente debido al movimiento de traslación de la tierra alrededor del sol, donde la órbita descrita no es uniforme, por lo cual dichas variaciones dependen de la cercanía que se tiene con respecto al Sol.

Se ha determinado la posición del sol alrededor de la zona de estudio correspondiente a la sala de calderas del HCVB (georreferenciación: *Latitud: -33.051527, Longitud: -71.610820*), para días característicos correspondientes a los solsticios de verano e invierno y equinoccios de otoño y primavera, respectivamente, mediante el software presente en la aplicación web sunearthtools.com (software disponible gratuitamente para uso no comercial).



Figura 5.3. Posición del sol para día 21 de Marzo Equinoccio Otoño

Fuente: sunearthtools.com



Figura 5.4. Posición del sol para día 21 de Junio Solsticio Invierno

Fuente: sunearthtools.com



Figura 5.5. Posición del sol para día 21 de Septiembre Equinoccio Primavera

Fuente: sunearthtools.com



Figura 5.6. Posición del sol para día 21 de Diciembre Solsticio Verano

Fuente: sunearthtools.com

La radiación solar diaria se ha determinado mediante la realización de un promedio horario mensual comprendido entre las 07:00 hrs. y las 18:00 hrs. del día. Para ello se ha recurrido a la información presente en el Sistema de Información Nacional de Calidad de Aire (SINCA) del Ministerio del Medio Ambiente, específicamente en la estación Valparaíso, lo cual ha quedado reflejado en la *tabla 3.7* del presente trabajo de título.

Para determinar la radiación total incidente sobre la superficie del TSA se han realizado cálculos basados en las ecuaciones vistas en el marco teórico, específicamente en la *Sección 1.1.3*. Los valores obtenidos se presentan a continuación.

5.2.1. Geometría Solar

Para determinar la energía solar incidente sobre el techo solar activo se requiere conocer la geometría solar específica en la zona de estudio. Para ello se han realizado cálculos promedio en base a un día específico y representativo del mes, generalmente el día central del mes. Estos cálculos han sido determinados en forma horaria en el intervalo horario mencionado anteriormente y para cada uno de los 12 meses del año

Los parámetros que influyen en la determinación de la geometría solar han sido explicados en profundidad en el marco teórico, específicamente en la *sección 1.1.3.1*, es por ello que en este capítulo no se profundiza con respecto a dichos parámetros. Sin embargo, a continuación se hace mención a los parámetros involucrados y la numeración de las ecuaciones que los rigen.

Tabla 5.2. Parámetros involucrados en la determinación de la geometría solar

Fuente: Propia

Ángulo horario	ω	(ec.1.1)
Tiempo solar verdadero	TSV	(ec.1.2)
Ecuación del tiempo	E_T	(ec.1.3)
Parámetro B	B	(ec.1.4)
Declinación	δ	(ec.1.5)
Ángulo cenital solar	Θ_z	(ec.1.6)
Ángulo de incidencia	i	(ec.1.7)

A partir de estos parámetros se han confeccionado tablas para cada uno de los 12 meses del año, en las cuales se resumen los valores obtenidos para cada uno de los parámetros involucrados. (ver Anexo D).

A modo de ejemplo se presenta tabla resumen para el mes de Septiembre (Equinoccio de Primavera), y día característico del año $n = 259$.

Tabla 5.3. Tabla resumen geometría solar para el mes de Septiembre

Fuente: Propia

Hora [h]	Latitud [°]	Long. [°]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	θ_z [°]	Cos i	i [°]
08:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	6,81	-77,86	0,16	80,85	0,19	79,04
09:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	7,81	-62,86	0,36	68,60	0,42	64,93
10:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	8,81	-47,86	0,54	56,98	0,63	51,11
11:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	9,81	-32,86	0,69	46,65	0,79	37,96
12:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	10,81	-17,86	0,78	38,73	0,89	26,53
13:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	11,81	-2,86	0,82	34,97	0,94	20,06
14:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	12,81	12,14	0,80	36,70	0,92	23,19
15:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	13,81	27,14	0,73	43,26	0,84	33,30
16:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	14,81	42,14	0,60	52,85	0,69	45,99
17:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	15,81	57,14	0,44	64,07	0,51	59,62
18:30	-33,052	-71,61	1,81	-106,44	254,47	5,02	16,81	72,14	0,24	76,14	0,28	73,65

5.2.2. Radiación solar incidente sobre plano horizontal

La radiación solar incidente sobre plano horizontal nos permitirá, por medio de los valores obtenidos en la geometría solar, determinar la radiación solar que incide sobre el plano inclinado correspondiente al TSA.

Los parámetros que influyen en la determinación de la radiación solar incidente sobre plano horizontal han sido explicados en profundidad en el marco teórico, específicamente en la *sección 1.1.3.2*, es por ello que en este capítulo no se profundiza con respecto a dichos parámetros. Sin embargo, a continuación se hace mención a los parámetros involucrados y la numeración de las ecuaciones que los rigen.

Tabla 5.4. Parámetros involucrados en la determinación de la radiación sobre plano horizontal

Fuente: Propia

Irradiancia fuera de la atmósfera	G_0	(ec.1.8)
Radiación fuera de la atmósfera	I_0	(ec.1.9)
Irradiancia solar global meteorológica	G_{meteo}	Tabla 3.7
Radiación local	I	(ec.1.10)

A partir de estos parámetros se han confeccionado tablas para cada uno de los 12 meses del año, en las cuales se resumen los valores obtenidos para cada uno de los parámetros involucrados. (ver Anexo D).

Es importante destacar que estos datos de energía incidente que se presentan no poseen corrección alguna por ángulo de inclinación del techo o consideración de radiación difusa y reflejada, ya que se trata solo de la radiación solar en plano horizontal.

A modo de ejemplo se presenta tabla resumen para el mes de Septiembre (Equinoccio de Primavera), y día característico del año $n = 259$.

Tabla 5.5. Tabla resumen radiación sobre plano horizontal para el mes de Septiembre

Fuente: Propia

Hora [h]	Cte. Solar [W/m ²]	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	G_{meteo} [W/m ²]	I [kJ/m ²]
08:30	1366	215,35	775,25	248,90	896,04
09:30	1366	494,37	1779,74	409,43	1473,95
10:30	1366	738,11	2657,20	581,57	2093,65
11:30	1366	929,95	3347,84	672,83	2422,19
12:30	1366	1056,83	3804,58	719,23	2589,23
13:30	1366	1110,09	3996,31	680,83	2450,99
14:30	1366	1086,10	3909,96	614,07	2210,65
15:30	1366	986,50	3551,42	482,70	1737,72
16:30	1366	818,08	2945,10	324,47	1168,09
17:30	1366	592,32	2132,35	131,67	474,01
18:30	1366	324,59	1168,54	14,57	52,45

5.2.3. Radiación solar incidente sobre plano inclinado TSA

La radiación solar incidente sobre plano inclinado, específicamente la radiación que incide sobre el techo solar activo, es la que permitirá incrementar la temperatura del flujo de aire atmosférico que circula en el interior del modulo de techo activo.

Los parámetros que influyen en la determinación de la radiación solar incidente sobre plano inclinado han sido explicados en profundidad en el marco teórico, específicamente en la *sección 1.1.3.3*, es por ello que en este capítulo no se profundiza con respecto a dichos parámetros. Sin embargo, a continuación se hace mención a los parámetros involucrados y la numeración de las ecuaciones que los rigen.

Tabla 5.6. Parámetros involucrados en la determinación de la radiación sobre plano inclinado Fuente: Propia

Factor de Irradiancia en plano inclinado	R_b	(ec.1.11)
Índice de claridad	K_T	(ec.1.12)
Radiación difusa sobre plano horizontal	I_d	(ec.1.13)
Radiación directa sobre plano horizontal	I_b	(ec.1.14)
Radiación solar directa sobre plano inclinado	I_D	(ec.1.15)
Radiación solar reflejada sobre plano inclinado	I_R	(ec.1.16)
Radiación solar difusa sobre plano inclinado	I_{DIF}	(ec.1.17)
Índice de Anisotropía	A_i	(ec.1.18)
Radiación total sobre plano inclinado	I_T	(ec.1.19)
Irradiancia total sobre plano inclinado	G_T	(ec.1.20)

Además de los parámetros antes mencionados, se requiere conocer la reflexividad del suelo o albedo (ρ_{suelo}) de la superficie que rodea a la instalación de la sala de calderas, ello es necesario para determinar la radiación solar reflejada sobre el plano inclinado. Para el caso de las instalaciones del HCVB, la superficie corresponde a cemento por lo cual $\rho_{\text{suelo}} = 0,2$.

Tabla 5.7. Albedo para diferentes superficies

Fuente: CMC

Superficie	Albedo [%]
Agua	5 - 70
Arena	20 - 45
Bosque	5 - 15
Carretera	5 - 10
Cemento	20
Cultivos	10 - 25
Hielo	20 - 40
Nieve	80

A partir de estos parámetros se han confeccionado tablas para cada uno de los 12 meses del año, en las cuales se resumen los valores obtenidos para cada uno de los parámetros involucrados. (ver Anexo D).

A modo de ejemplo se presenta tabla resumen para el mes de Septiembre (Equinoccio de Primavera), y día característico del año $n = 259$.

Es importante destacar que los valores obtenidos correspondientes a la radiación total incidente (G_T) sobre el TSA consideran el porcentaje de pérdidas de radiación a causa de la orientación Este - Oeste que presentan las superficies del techo, el cual corresponde a un 15% menos de radiación.

Tabla 5.8. Tabla resumen radiación sobre techo solar activo para el mes de Septiembre

Fuente: Propia

Hora [h]	β [°]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	I_b [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_R [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [KJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	15	1,20	1,16	158,60	737,44	0,95	881,87	3,05	188,01	1072,94	253,33
09:30	15	1,16	0,83	260,89	1213,06	0,68	1408,52	5,02	288,13	1701,67	401,78
10:30	15	1,15	0,79	370,58	1723,08	0,65	1985,47	7,13	404,95	2397,56	566,09
11:30	15	1,15	0,72	595,24	1826,95	0,55	2098,40	8,25	638,89	2745,55	648,25
12:30	15	1,15	0,68	840,93	1748,30	0,46	2005,07	8,82	889,94	2903,84	685,63
13:30	15	1,15	0,61	1099,28	1351,71	0,34	1549,42	8,35	1141,27	2699,04	637,27
14:30	15	1,15	0,57	1186,42	1024,23	0,26	1174,31	7,53	1217,04	2398,89	566,40
15:30	15	1,15	0,49	1175,88	561,84	0,16	644,86	5,92	1186,51	1837,28	433,80
16:30	15	1,15	0,40	989,63	178,47	0,06	205,33	3,98	982,81	1192,12	281,47
17:30	15	1,16	0,22	447,77	26,24	0,01	30,35	1,62	441,10	473,07	111,70
18:30	15	1,18	0,04	51,87	0,59	0,00	0,69	0,18	50,99	51,85	12,24

5.3. INCREMENTO DE TEMPERATURA DEL AIRE EN TECHO SOLAR ACTIVO

Para la determinación de la temperatura de trabajo del sistema TSA, es decir, la temperatura alcanzada por el aire a la salida del sistema de colección, se requiere estimar los incrementos de temperatura en función de la radiación solar incidente sobre la superficie del techo activo. Para ello se recurre a datos experimentales, principalmente de sistemas de techo activo utilizados en instalaciones agroindustriales, presentes en los registros del Centro de Innovación Energética de la Universidad Técnica Federico Santa María (CIE). El recurrir a estos registros se debe a que, como se ha mencionado con anterioridad, el sistema de techo solar activo no cuenta con una ficha que lo caracterice como es habitual en los sistemas térmicos comerciales y ya utilizados en la industria.

Durante el mes de marzo de 2014 se realizaron mediciones en el sistema TSA presente en las instalaciones de la Agrícola San Juan ubicada en la comuna de Cabildo. Esta instalación está destinada a uso agroindustrial, específicamente, secado de nueces.

El sistema de TSA instalado en las dependencias de la Agrícola San Juan cuenta con un **área de techo de 238,4 [m²]** y un **flujo de aire de 1,87 [m³/s]**. Para esta configuración se realizaron una serie de mediciones periódicas de temperatura tanto a la entrada como a la salida del sistema TSA, mediciones de radiación solar incidente y diferencia de porcentaje de humedad para el aire de trabajo.

Con los datos obtenidos ha sido posible caracterizar el flujo caloportador a partir de la distribución de los datos, obteniéndose dos tendencias que reflejan el comportamiento del TSA con respecto a la radiación. Esto permite determinar los incrementos de temperatura del aire en circulación basados en la radiación incidente, sin embargo, se realiza un análisis de los gráficos obtenidos para determinar la tendencia más representativa.

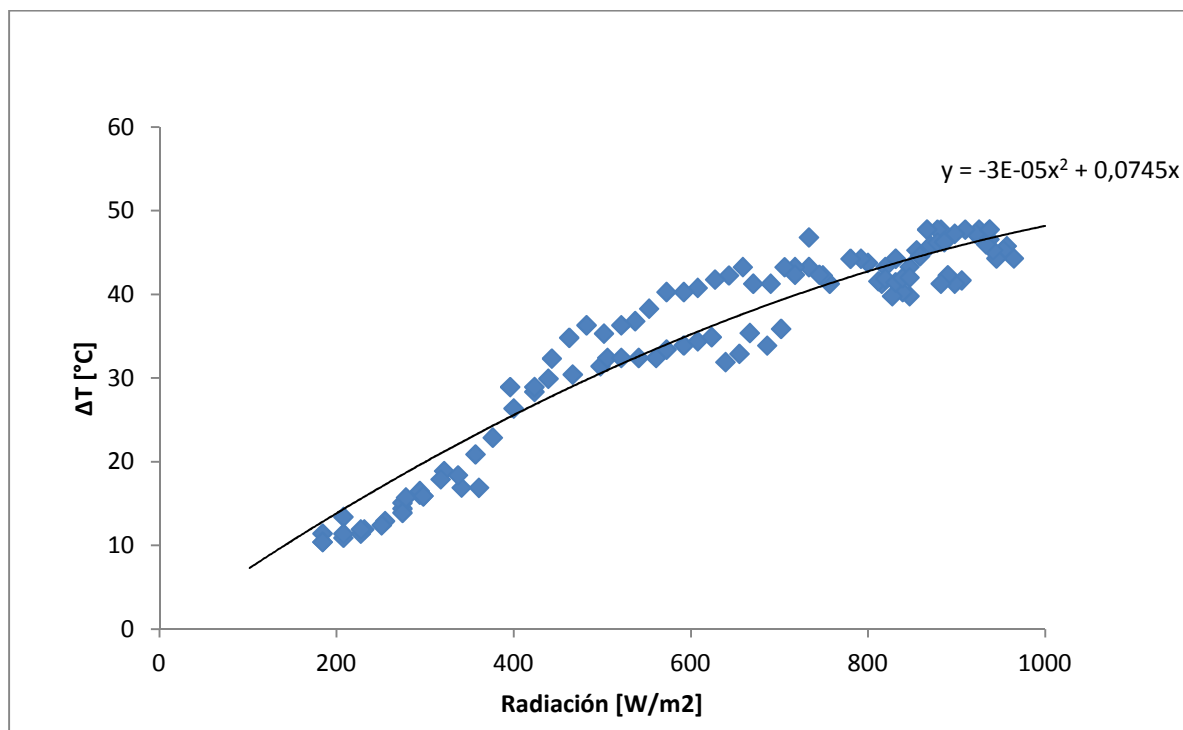


Gráfico 5.1. Incremento temperatura en función de la radiación (tendencia polinómica de orden 2) Fuente: CIE

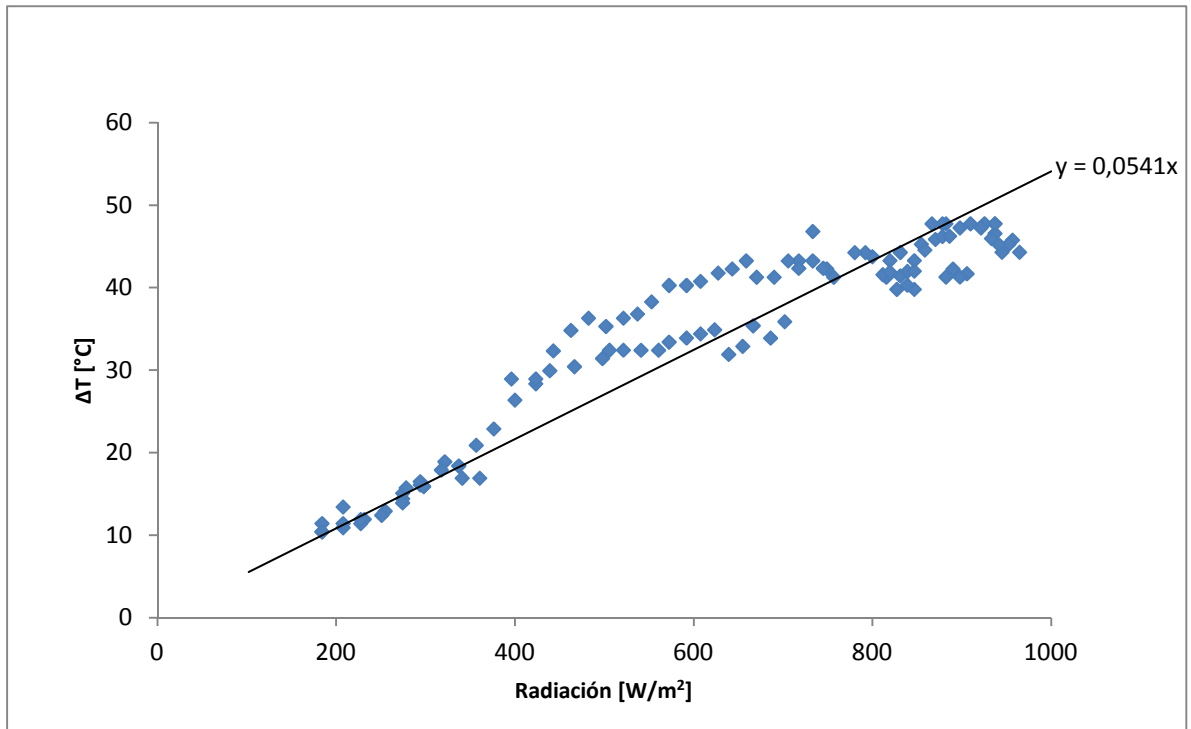


Gráfico 5.2. Incremento temperatura en función de la radiación (tendencia lineal)

Fuente: CIE

Mediante un análisis de los *gráficos 5.1 y 5.2*, se ha determinado que la **tendencia más representativa para el comportamiento del sistema térmico corresponde a la tendencia polinómica mostrada en el gráfico 5.1**. Esto se debe a que la relación lineal presenta una tendencia de incremento infinito a medida que aumenta la radiación solar lo que provocaría obtener incrementos de temperatura inconsistentes con el diseño del sistema térmico, mientras que la tendencia polinómica muestra que a mayores niveles de radiación se tiende a un máximo de incremento de temperatura del aire, lo que se debe a que se estaría en el rango de eficiencia máxima del TSA. Es importante recordar que a mayores niveles de radiación y aumento de temperatura también se incrementan las pérdidas de calor, por lo cual no es posible continuar aumentando la temperatura del aire por sobre el máximo de incremento.

De esta manera se determina la relación que rige el incremento de temperatura en función de la radiación solar incidente sobre el TSA, lo que a su vez permite determinar estimativamente el valor de temperatura del aire a la salida del sistema.

$$y_1 = -3 * 10^{-5} x^2 + 0,0745 x \quad (\text{ec. 5.1})$$

Donde: y_1 : Incremento de temperatura [°C]
 x : Radiación solar [W/m²]

De manera similar, a partir de los datos obtenidos, ha sido posible determinar el porcentaje de disminución de la humedad relativa del aire en función de la radiación solar.

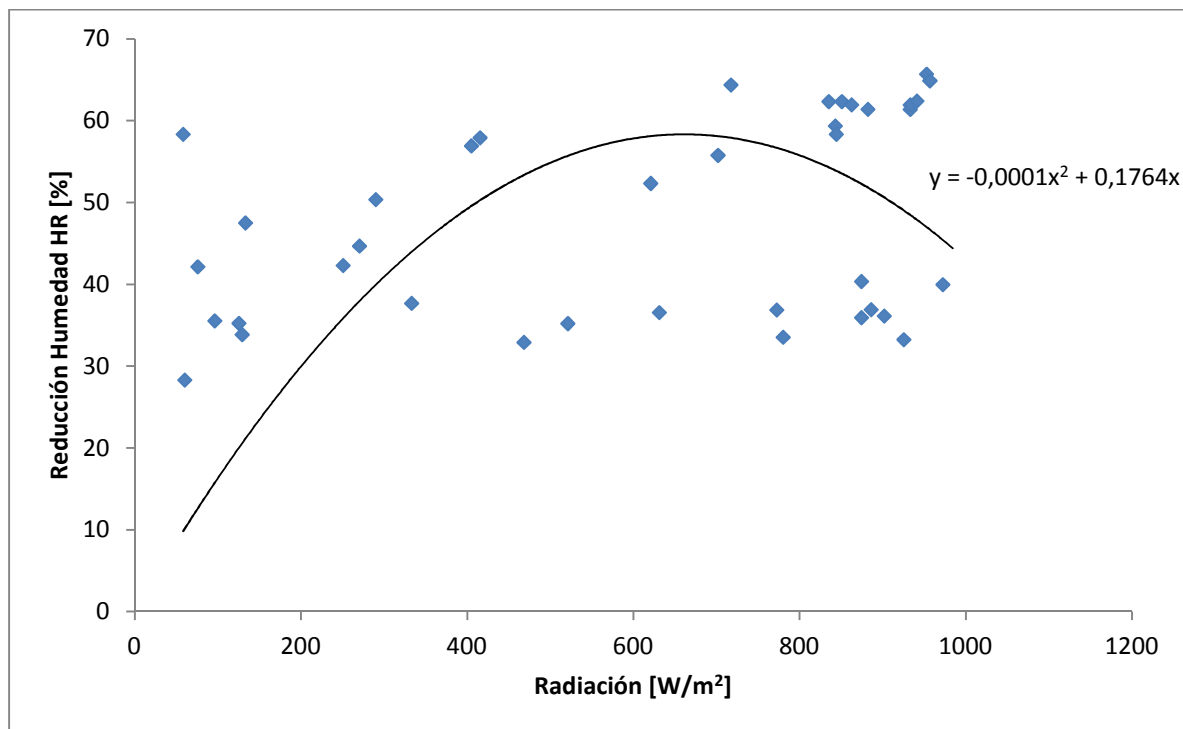


Gráfico 5.3. Reducción de humedad HR del aire según radiación

Fuente: CIE

A partir del *gráfico 5.3* se determina la relación que rige la reducción de la humedad relativa del aire en función de la radiación solar incidente sobre el TSA.

$$y_2 = -0,0001 x^2 + 0,1764 x \quad (ec. 5.2)$$

Donde: y_2 : Reducción humedad relativa del aire [%]
x: Radiación solar [W/m^2]

Además de la relación (*ec.5.2*), a partir de la distribución que presentan los datos de reducción de humedad, se ha determinado un valor promedio del orden de 47,5% de disminución de la humedad relativa del aire. Esta disminución es producto de la temperatura alcanzada por el flujo de aire al interior del sistema TSA, proporcionando un aire seco de trabajo, el cual permite mejorar la eficiencia de los procesos.

5.4. CALOR ÚTIL Y TEMPERATURA DE TRABAJO

Determinar el calor útil, es decir, la cantidad de calor que ha sido transmitido desde el sistema de colección (TSA) hacia el flujo de aire, es necesario para determinar de mejor forma la eficiencia del techo solar activo y las temperaturas de trabajo que se pueden lograr.

La determinación del calor útil requiere conocer el flujo másico y la entalpía del fluido, la cual involucra el calor específico del fluido a trabajar, en este caso aire, y la diferencia de temperatura a la entrada y salida del TSA.

$$Q_{\text{útil}} = \dot{m} * C_p * \Delta T [kW] \quad (ec. 5.3)$$

Para determinar y estimar el calor útil que es posible aprovechar en el sistema TSA se tomará como referencia los valores de flujo de aire y área total de techo presentes en la instalación del sistema TSA ubicado en Agrícola San Juan, comuna de Cabildo. Estos datos proporcionan una base que permitirá determinar los metros cúbicos de aire que fluyen por metro cuadrado de techo. El valor obtenido permitirá realizar la corrección requerida para determinar el flujo de aire al cual será posible incrementar su temperatura, incremento según ecuación (ec.5.1), y de este modo validar las estimaciones realizadas.

$$\frac{F_{sj}}{A_{sj}} * A_{techo} = F_{techo} \quad (ec. 5.4)$$

Donde:

- F_{sj} : flujo de aire en TSA instalado en San Juan [m^3/s]
- A_{sj} : área TSA instalado en San Juan [m^2]
- A_{techo} : área TSA de interés [m^2]
- F_{techo} : flujo de aire en TSA de interés [m^3/s]

El valor de F_{techo} indica el flujo máximo para el cual aplican las ecuaciones (ec.5.1) y (ec.5.2), utilizadas para estimar el incremento de temperatura y reducción de humedad respectivamente, por lo tanto, en caso de que el sistema que demanda aire caliente requiera un flujo de aire superior al valor obtenido, se requerirá un área de techo mayor para cumplir con las ecuaciones antes mencionadas. En caso de no contar con áreas de techo adicionales, los incrementos de temperatura serán menores en el sistema TSA debido al mayor flujo de aire por unidad de área y menor tiempo de permanencia del aire dentro del sistema de colección.

Para determinar el calor útil se requiere conocer la diferencia de temperaturas del fluido, en este caso aire, entre la entrada y salida del sistema TSA. Se considera como temperatura de entrada la temperatura ambiente registrada en *tabla 3.1* y como temperatura de salida aquella resultante de la suma de la temperatura de entrada más el incremento de temperatura obtenido mediante ecuación (ec.5.1).

De esta manera, se presenta a modo de ejemplo, las temperaturas resultantes para el mes de Septiembre. Las temperaturas resultantes para el resto de los meses del año se presentan en el Anexo E.

Tabla 5.9. Temperaturas en sistema TSA para el mes de Septiembre

Fuente: Propia

Hora [h]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	12,73	16,9	29,7
09:30	15,07	25,1	40,2
10:30	16,06	32,6	48,6
11:30	16,83	35,7	52,5
12:30	17,63	37,0	54,6
13:30	18,53	35,3	53,8
14:30	19,09	32,6	51,7
15:30	18,99	26,7	45,7
16:30	18,23	18,6	36,8
17:30	17,17	7,9	25,1
18:30	15,86	0,9	16,8
Media	16,9	24,5	41,4
Min	12,7	0,9	16,8
Max	19,1	37,0	54,6

Determinada la diferencia de temperatura del aire entre la entrada y salida del sistema TSA, se requiere conocer el flujo másico de aire que se encuentra al interior del sistema, por lo cual es necesario determinar la densidad del aire a la temperatura de funcionamiento del techo solar. Debido a que la temperatura alcanzada por el aire varía según la hora del día y cantidad de radiación incidente sobre el TSA, se ha optado por determinar un valor de densidad media a modo de simplificar los cálculos.

Tabla 5.10. Densidad del aire a distintas temperaturas y densidad media del aire calculada

Fuente: [4]

Temperatura [°C]	Densidad [kg/m ³]	Temperatura [°C]	Densidad [kg/m ³]
10	1,246	35	1,145
15	1,225	40	1,127
20	1,204	45	1,109
25	1,184	50	1,092
30	1,164	60	1,059
Densidad media del aire			1,156

Finalmente, se requiere conocer el calor específico del aire el cual se considerará constante. Si bien el calor específico de una sustancia depende de la temperatura, esta dependencia no es muy grande, por lo tanto, se considera un valor medio para el rango de temperaturas alcanzado en el TSA, determinándose el $C_p = 1,007$ [kJ/kg K].

De esta manera se ha determinado el calor útil en el sistema TSA, sin embargo, debido a las diferencias de temperatura existentes entre los meses de verano e invierno, se ha determinado el calor total disponible en el techo y se ha realizado una comparación entre el calor útil y el calor total a modo de obtener una eficiencia estimada del sistema. Es importante recalcar que en los cálculos desarrollados se han tomado en cuenta todas las consideraciones mencionadas anteriormente en esta sección.

El calor total disponible sobre el techo ha sido determinado considerando la superficie total útil para captación de energía, por lo cual se han tomado en consideración ambas superficies del techo, obteniéndose de esta manera una superficie útil de 128 [m²].

$$Q_{disponible\ techo} = A_{techo\ útil} * G_T \quad (ec. 5.5)$$

Se hace hincapié en que en la ecuación (ec.5.5) ya se tiene considerada la pérdida de radiación debido a la orientación Este - Oeste que presentan las superficies del techo.

De esta manera, se presenta a modo de ejemplo, el calor útil y calor disponible resultantes para el mes de Septiembre. Estos cálculos consideran un flujo de aire de 1 [m³/s] equivalentes a 1,156 [kg/s] de aire. Dicho flujo ha sido determinado a partir de la ecuación (ec.5.4). Los datos resultantes para el resto de los meses del año se presentan en el Anexo E.

Tabla 5.11. Calor total disponible en techo, calor útil y eficiencia sistema para el mes de Septiembre Fuente: Propia

Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	Eficiencia [-]
08:30	32,43	19,81	0,61
09:30	51,43	29,32	0,57
10:30	72,46	38,06	0,53
11:30	82,98	41,71	0,50
12:30	87,76	43,22	0,49
13:30	81,57	41,25	0,51
14:30	72,50	38,07	0,53
15:30	55,53	31,17	0,56
16:30	36,03	21,73	0,60
17:30	14,30	9,29	0,65
18:30	1,57	1,06	0,68
Eficiencia media sistema TSA			0,56

CAPÍTULO VI. CALOR MANTO DE DESCARGA GASES A CHIMENEA

Una de las mayores pérdidas de calor existentes en el proceso de generación de vapor es a causa del calor perdido por los humos calientes en chimenea provenientes del proceso de combustión, los cuales alcanzan temperaturas por sobre los 150°C en el caso de la caldera a Gas Natural y por sobre los 250°C en el caso de la caldera a Fuel Oil N°5 (ver *tablas 4.3 y 4.4*). Estas pérdidas de energía influyen directamente sobre la eficiencia del equipo y en consecuencia, sobre el consumo de combustible. Es por ello que la recuperación de estas pérdidas permite mejorar la eficiencia del equipo y a su vez, ahorrar combustible.

Para recuperar esta energía se utilizan, comúnmente en la industria, precalentadores de aire los cuales consisten en un intercambiador de calor gas - gas que permite aprovechar el calor de los gases de escape para precalentar el aire de combustión. Sin embargo, si se utilizan intercambiadores de calor convencionales se tiene el inconveniente de que sus dimensiones son extremadamente grandes. Es por ello que se plantea utilizar el calor presente en el manto del ducto de descarga de los gases de combustión a chimenea, ducto ya existente, para incrementar la temperatura del aire precalentado proveniente del sistema TSA.

Dentro de las consideraciones que se deben tener en cuenta al utilizar los gases producto de la combustión para precalentar el aire proveniente del sistema TSA, se encuentra la temperatura mínima admisible para los productos de la combustión para no alcanzar el punto de rocío ácido (temperatura de condensación de ácidos contenidos en los productos de la combustión). Estas temperaturas mínimas admisibles en chimenea determinarán hasta qué punto es posible enfriar los gases de combustión y ayudará a determinar la temperatura que es posible de alcanzar el aire proveniente del sistema TSA. (ver *tabla 6.1*)

Tabla 6.1. Punto de rocío ácido y temperatura mínima en chimenea

Fuente: Thermal Engineering Ltda.

Combustible	Punto Rocío Ácido [°C]	Temperatura Mínima en Chimenea [°C]
Gas Natural	65	121
Petróleo Liviano	82	135
Petróleo bajo Azufre	93	148
Petróleo alto Azufre o Carbón	110	160

De esta manera se obtiene la temperatura mínima a la cual es posible enfriar los gases de combustión, determinándose para la caldera a Gas Natural una temperatura mínima de gases en chimenea de 121°C y para la caldera a Fuel Oil N°5 una temperatura mínima de gases en chimenea de 160°C. Estas temperaturas, además de evitar el punto de rocío ácido, permiten a la chimenea mantener su condición de tiro natural.

Para determinar la transferencia de calor desde el manto del ducto de descarga de gases hacia el aire precalentado proveniente del TSA, se modela la transferencia de calor como si se tratase de un intercambiador de tubo doble a contraflujo.

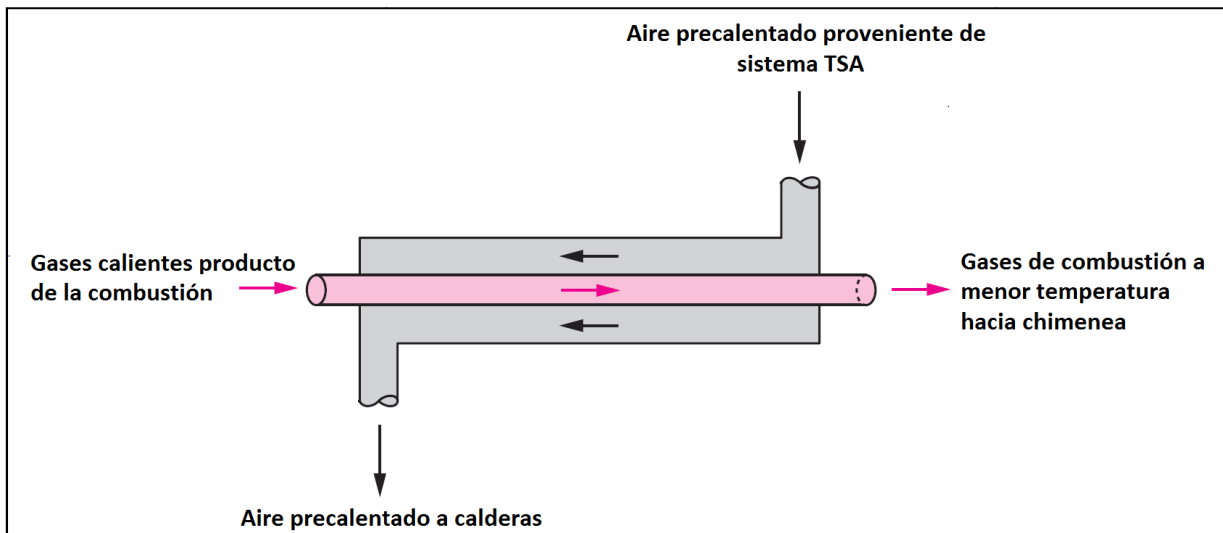


Figura 6.1. Esquema intercambiador de tubo doble a contraflujo

Fuente: Propia

Se realizan los siguientes supuestos para la determinación de la temperatura máxima que es posible de alcanzar el aire precalentado proveniente del TSA:

- Gases de escape son tratados como si fuese aire a las temperaturas correspondientes de los gases de escape.
- Existen condiciones estacionarias de operación.
- El intercambiador de calor se encuentra bien aislado, de modo que las pérdidas de calor hacia el entorno son despreciables.
- Los cambios de energía cinética y potencial de los flujos de fluido son despreciables.
- Propiedades de los fluidos constantes.

De esta manera se recurre a las siguientes ecuaciones para determinar la temperatura de salida tanto de los gases de escape como del aire proveniente del TSA luego del intercambio de calor.

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,sale} - T_{c,entra}) \quad (ec. 6.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,entra} - T_{h,sale}) \quad (ec. 6.2)$$

donde los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente respectivamente.

Luego, se define la razón de capacidad calorífica tanto para la corriente de fluidos fríos, como para la corriente de fluidos caliente.

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (ec. 6.3)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (ec. 6.4)$$

Debido a que no se conocen las temperaturas de salida que tendrán los gases de escape y el aire precalentado proveniente del TSA, se recurre al método de la efectividad - NTU, el cual se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor ε .

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{\text{Razón de la transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}} \quad (ec. 6.5)$$

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sale} - T_{c,entra}) = C_h(T_{h,entra} - T_{h,sale}) \quad (ec. 6.6)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h,entra} - T_{c,entra}) \quad (ec. 6.7)$$

donde C_{min} corresponde a la razón de capacidad calorífica menor entre C_c y C_h .

Por lo general, las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional UA_s/C_{min} la cual se denomina número de unidades de transferencia, NTU (por sus siglas en inglés) y se expresa como: [13]

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (ec. 6.8)$$

donde: U: coeficiente total de transferencia de calor

A_s : área superficial de transferencia del intercambiador

Con los valores de NTU y definiendo la cantidad adimensional denominada relación de capacidades C, es posible redefinir la efectividad de la transferencia de calor en función del número de unidades de transferencia NTU y de la relación de capacidades C, donde para intercambiadores de calor de tubo doble a contraflujo, la efectividad se define como:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (ec. 6.9)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - C * e^{-NTU(1-C)}} \quad (ec. 6.10)$$

El coeficiente total de transferencia de calor U , ha sido obtenido de la *tabla 11-1* presente en la referencia [13] del presente trabajo de título. En ella se indica que el coeficiente total de transferencia de calor en intercambiadores de calor de tipo gas - gas, varía de 10 - 40 [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]. Para las estimaciones de las temperaturas de salida de los gases de escape y aire proveniente del TSA, se ha estimado un valor medio de $U = 25 [W/m^2 \text{ } ^\circ C]$.

El área superficial de transferencia de calor A_s se ha estimado utilizando las dimensiones del ducto de extracción de gases de escape a chimenea y considerando un ducto de acero ASTM A-53 de diámetro nominal 6" y longitud 6,5 [m]. De esta manera se obtiene un área superficial de transferencia de calor $A_s = 6,772 [m^2]$.

A partir de estas ecuaciones se ha determinado la temperatura de salida del aire precalentado proveniente del TSA luego de pasar por el intercambiador y la temperatura de salida de los gases de escape. Estimaciones de temperatura se realizan de manera mensual utilizando la temperatura media mensual de salida del aire desde el TSA y la temperatura media de los gases de escape como datos de entrada. (ver *tablas 6.3 y 6.4*)

Tabla 6.2. Datos de entrada de los gases de escape y aire TSA

Fuente: Propia

	\dot{m} [kg/s]	C_p [kJ/kg K]	ρ [kg/m ³]
Gases provenientes Caldera N°1	1,789	1,035	0,6628
Gases provenientes Caldera N°2	2,151	1,017	0,7968
Aire proveniente TSA	1,156	1,007	1,156

Tabla 6.3. Temperatura media mensual Aire TSA y G.E. Caldera N°1 después de intercambiador

Fuente: Propia

CALDERA N°1											
	T° _{IN} Aire [°C]	T° _{IN} G.E. [°C]	C _{min} [kW/°C]	C _{máx} [kW/°C]	C [-]	NTU [-]	ε [-]	Q _{máx.} [kW]	Q _{real} [kW]	T° _{OUT} aire [°C]	T° _{OUT} G.E [°C]
ENE	53,2	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	243,39	31,65	80,39	245,21
FEB	51,7	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	245,14	31,87	79,08	245,09
MAR	45,1	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	252,82	32,87	73,34	244,55
ABR	41,6	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	256,89	33,40	70,29	244,27
MAY	35,8	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	263,65	34,28	65,25	243,79
JUN	34,7	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	264,93	34,44	64,29	243,70
JUL	32,1	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	267,95	34,84	62,03	243,49
AGO	35,4	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	264,11	34,34	64,90	243,76
SEP	41,4	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	257,13	33,43	70,12	244,25
OCT	46,1	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	251,66	32,72	74,21	244,63
NOV	51,2	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	245,72	31,95	78,65	245,05
DIC	53,1	262,3	1,164	1,852	0,629	0,145	0,130	243,51	31,66	80,30	245,20

Tabla 6.4. Temperatura media mensual Aire TSA y G.E. Caldera N°2 después de intercambiador

Fuente: Propia

CALDERA N°2											
	T° _{IN} Aire [°C]	T° _{IN} G.E. [°C]	C _{min} [kW/°C]	C _{máx} [kW/°C]	C [-]	NTU [-]	ε [-]	Q _{máx.} [kW]	Q _{real} [kW]	T° _{OUT} aire [°C]	T° _{OUT} G.E [°C]
ENE	53,2	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	142,36	18,62	69,20	166,99
FEB	51,7	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	144,10	18,85	67,90	166,88
MAR	45,1	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	151,79	19,86	62,16	166,42
ABR	41,6	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	155,86	20,39	59,12	166,18
MAY	35,8	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	162,61	21,27	54,08	165,78
JUN	34,7	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	163,89	21,44	53,12	165,70
JUL	32,1	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	166,92	21,84	50,86	165,52
AGO	35,4	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	163,08	21,33	53,73	165,75
SEP	41,4	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	156,09	20,42	58,94	166,17
OCT	46,1	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	150,62	19,70	63,03	166,49
NOV	51,2	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	144,69	18,93	67,46	166,85
DIC	53,1	175,5	1,164	2,188	0,532	0,145	0,131	142,47	18,64	69,11	166,98

Gráficamente puede ser visualizado de mejor forma, obteniéndose los siguientes gráficos a partir de la información presentada en las *tablas 6.3 y 6.4*.

Temperatura Aire Precalentado Caldera N°1

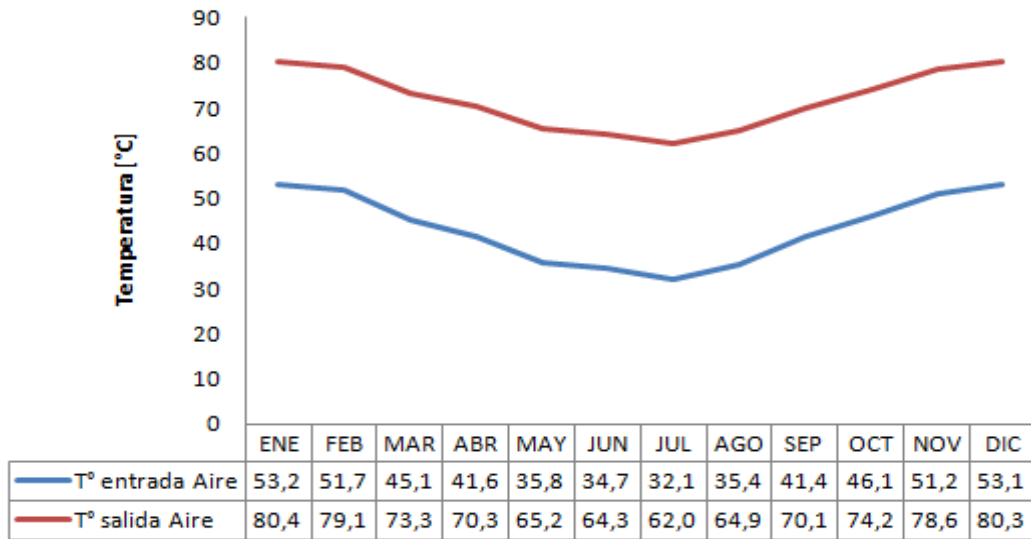


Gráfico 6.1. Incremento de temperatura aire precalentado Caldera N°1 luego de IC

Fuente: Propia

Temperatura Gases Caldera N°1

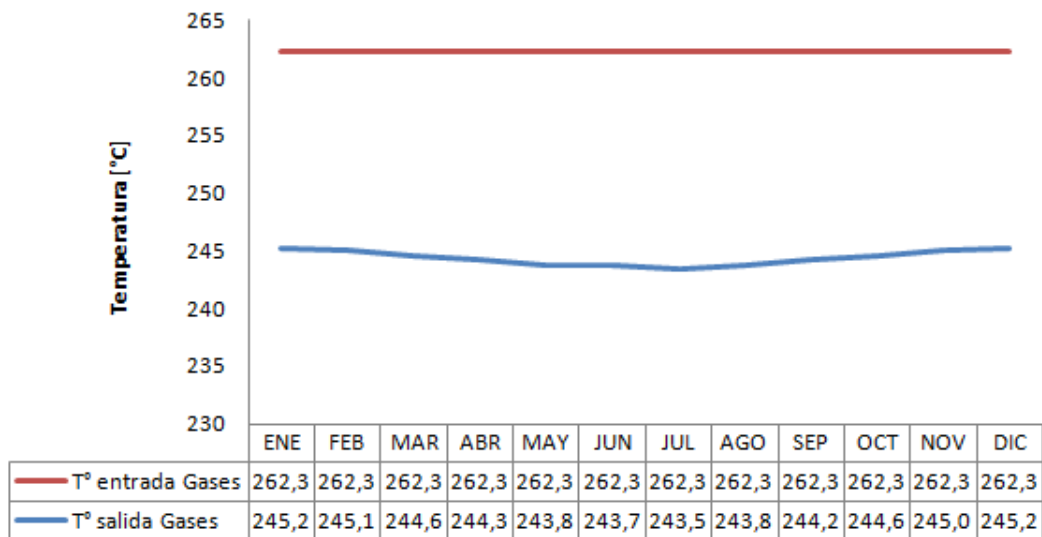


Gráfico 6.2. Reducción de temperatura gases de escape Caldera N°1 luego de IC

Fuente: Propia

Temperatura Aire Precaentado Caldera N°2

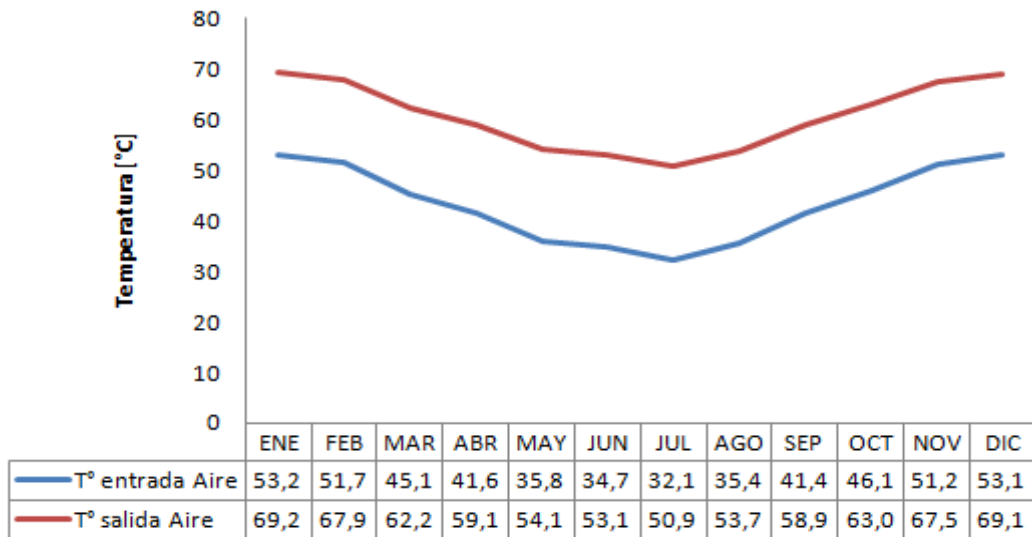


Gráfico 6.3. Incremento de temperatura aire precalentado Caldera N°2 luego de IC

Fuente: Propia

Temperatura Gases Caldera N°2

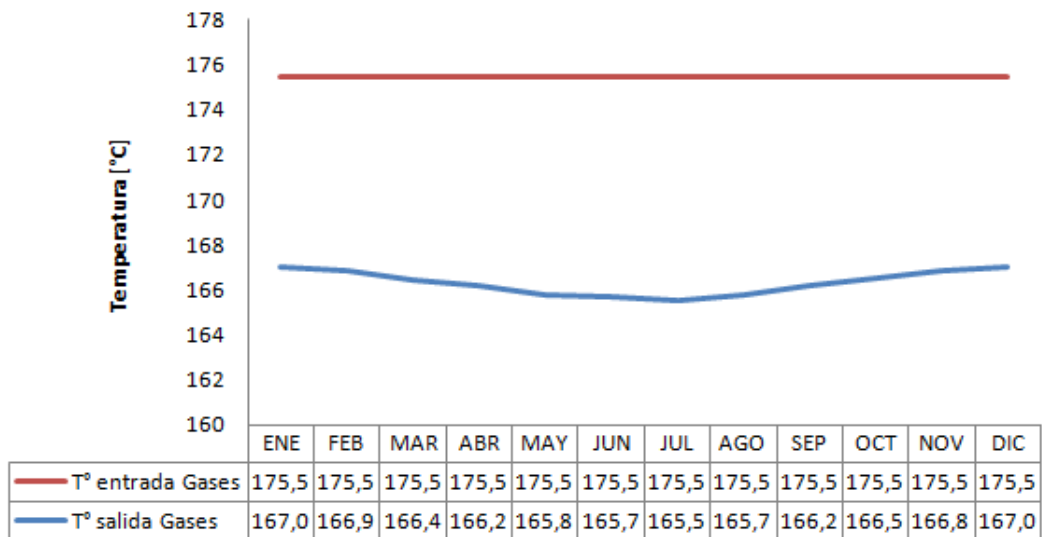


Gráfico 6.4. Reducción de temperatura gases de escape Caldera N°2 luego de IC

Fuente: Propia

CAPÍTULO VII. MEJORA EFICIENCIA CALDERAS Y AHORROS

El principal objetivo que se busca mediante la implementación del sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas industriales, consiste en lograr un incremento en la eficiencia de las calderas y con ello, el consiguiente ahorro en combustible.

7.1. MEJORA EFICIENCIA CALDERAS

Para determinar las mejoras en la eficiencia de las calderas a partir de la temperatura del aire de ingreso, se hace uso de la ecuación (ec.7.1), la cual relaciona la eficiencia con la diferencia de temperaturas entre el aire de ingreso a calderas y la temperatura de los gases en chimenea.

$$\eta = 100 * \left[1 - \left[10^{-3} * \left(0,22 + \frac{k * y}{1 - \frac{y}{0,21}} \right) * (T_h - T_a) \right] - \frac{\Delta H_c}{H_c} \right] \quad (ec. 7.1)$$

donde: η : eficiencia de la caldera [%]

k: coeficiente asignado a cada combustible

Fuel Oil: $k = 1,03$

Gas Natural: $k = 1,07$

y: fracción molar de oxígeno en gas de combustión

Fuel Oil: $y = 0,091$

Gas Natural: $y = 0,151$

T_h : temperatura gases en chimenea

T_a : temperatura aire de combustión

$\frac{\Delta H_c}{H_c}$: en función del combustible

Fuel Oil: $\frac{\Delta H_c}{H_c} = 0,05$

Gas Natural: $\frac{\Delta H_c}{H_c} = 0,09$

Se ha realizado un análisis mensual de las mejoras en eficiencia y posteriormente se ha determinado un promedio anual de eficiencia para dos configuraciones:

- Uso sólo de sistema TSA para precalentamiento del aire de ingreso a calderas.
- Uso combinado de sistema TSA e intercambiador de calor para aprovechamiento de calor en manto ducto gases a chimenea.

7.1.1. Mejora en eficiencia calderas mediante uso sólo de aire precalentado en sistema TSA

A continuación, se presenta la mejora en eficiencia al utilizar sólo aire precalentado mediante el sistema TSA para ingreso en caldera. Las temperaturas de los gases de escape corresponden a la temperatura media obtenida a partir de las *tablas 4.3 y 4.4*.

Tabla 7.1. Mejora en eficiencia Caldera N°1 utilizando sólo aire precalentado TSA

Fuente: Propia

CALDERA N°1								
	T° Aire TSA [°C]	T° G.E. [°C]	k [-]	y [-]	$\Delta H_c/H_c$ [-]	η proyectada [%]	η actual [%]	$\Delta\eta$ [-]
ENE	53,2	262,3	1,03	0,091	0,05	86,9	86,0	0,9
FEB	51,7	262,3	1,03	0,091	0,05	86,9	86,0	0,9
MAR	45,1	262,3	1,03	0,091	0,05	86,6	86,0	0,6
ABR	41,6	262,3	1,03	0,091	0,05	86,5	86,0	0,5
MAY	35,8	262,3	1,03	0,091	0,05	86,3	86,0	0,3
JUN	34,7	262,3	1,03	0,091	0,05	86,2	86,0	0,2
JUL	32,1	262,3	1,03	0,091	0,05	86,1	86,0	0,1
AGO	35,4	262,3	1,03	0,091	0,05	86,3	86,0	0,3
SEP	41,4	262,3	1,03	0,091	0,05	86,5	86,0	0,5
OCT	46,1	262,3	1,03	0,091	0,05	86,7	86,0	0,7
NOV	51,2	262,3	1,03	0,091	0,05	86,9	86,0	0,9
DIC	53,1	262,3	1,03	0,091	0,05	86,9	86,0	0,9
EFICIENCIA MEDIA						86,6	86,0	0,6

Tabla 7.2. Mejora en eficiencia Caldera N°2 utilizando sólo aire precalentado TSA

Fuente: Propia

CALDERA N°2								
	T° Aire TSA [°C]	T° G.E. [°C]	k [-]	y [-]	$\Delta H_c/H_c$ [-]	η proyectada [%]	η actual [%]	$\Delta\eta$ [-]
ENE	53,2	175,5	1,07	0,151	0,09	81,3	79,2	2,1
FEB	51,7	175,5	1,07	0,151	0,09	81,2	79,2	2,0
MAR	45,1	175,5	1,07	0,151	0,09	80,6	79,2	1,4
ABR	41,6	175,5	1,07	0,151	0,09	80,4	79,2	1,2
MAY	35,8	175,5	1,07	0,151	0,09	79,9	79,2	0,7
JUN	34,7	175,5	1,07	0,151	0,09	79,8	79,2	0,6
JUL	32,1	175,5	1,07	0,151	0,09	79,6	79,2	0,4
AGO	35,4	175,5	1,07	0,151	0,09	79,9	79,2	0,7
SEP	41,4	175,5	1,07	0,151	0,09	80,3	79,2	1,1
OCT	46,1	175,5	1,07	0,151	0,09	80,7	79,2	1,5
NOV	51,2	175,5	1,07	0,151	0,09	81,1	79,2	1,9
DIC	53,1	175,5	1,07	0,151	0,09	81,3	79,2	2,1
EFICIENCIA MEDIA						80,5	79,2	1,3

A partir de la *tabla 7.1* y *tabla 7.2* es posible notar que se presenta un incremento en la eficiencia de las calderas al utilizar solamente aire precalentado en el sistema TSA. Dicho incremento en la eficiencia corresponde a un 0,6% para el caso de la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5), y un incremento de 1,3% para el caso de la caldera N°2 (combustible Gas Natural).

7.1.2. Mejora en eficiencia calderas mediante uso combinado de aire precalentado en sistema TSA e intercambiador de calor

A continuación, se presenta la mejora en eficiencia mediante uso combinado de aire precalentado mediante el sistema TSA e intercambiador de calor. El intercambiador de calor utiliza el calor del manto ducto gases a chimenea para incrementar la temperatura del aire proveniente del sistema TSA. Las temperaturas de los gases de escape y aire precalentado que influyen en la eficiencia corresponden a las temperaturas luego de pasar por el intercambiador.

Tabla 7.3. Mejora en eficiencia Caldera N°1 utilizando aire precalentado TSA e IC

Fuente: Propia

CALDERA N°1										
	³ T° Aire TSA [°C]	³ T° G.E. [°C]	⁴ T° Aire TSA [°C]	⁴ T° G.E. [°C]	k [-]	y [-]	$\Delta H_c/H_c$ [-]	η proyectada [%]	η actual [%]	$\Delta\eta$ [-]
ENE	53,2	262,3	80,4	245,2	1,03	0,091	0,05	88,6	86,0	2,6
FEB	51,7	262,3	79,1	245,1	1,03	0,091	0,05	88,6	86,0	2,6
MAR	45,1	262,3	73,3	244,6	1,03	0,091	0,05	88,4	86,0	2,4
ABR	41,6	262,3	70,3	244,3	1,03	0,091	0,05	88,3	86,0	2,3
MAY	35,8	262,3	65,2	243,8	1,03	0,091	0,05	88,1	86,0	2,1
JUN	34,7	262,3	64,3	243,7	1,03	0,091	0,05	88,1	86,0	2,1
JUL	32,1	262,3	62,0	243,5	1,03	0,091	0,05	88,0	86,0	2,0
AGO	35,4	262,3	64,9	243,8	1,03	0,091	0,05	88,1	86,0	2,1
SEP	41,4	262,3	70,1	244,2	1,03	0,091	0,05	88,3	86,0	2,3
OCT	46,1	262,3	74,2	244,6	1,03	0,091	0,05	88,4	86,0	2,4
NOV	51,2	262,3	78,6	245,0	1,03	0,091	0,05	88,6	86,0	2,6
DIC	53,1	262,3	80,3	245,2	1,03	0,091	0,05	88,6	86,0	2,6
EFICIENCIA MEDIA								88,4	86,0	2,4

³ Temperaturas antes de ingresar al intercambiador de calor

⁴ Temperaturas luego de pasar por el intercambiador de calor

Tabla 7.4. Mejora en eficiencia Caldera N°2 utilizando aire precalentado TSA e IC

Fuente: Propia

CALDERA N°2										
	³ T° Aire TSA [°C]	³ T° G.E. [°C]	⁴ T° Aire TSA [°C]	⁴ T° G.E. [°C]	k [-]	y [-]	$\Delta H_c/H_c$ [-]	η proyectada [%]	η actual [%]	$\Delta\eta$ [-]
ENE	53,2	175,5	69,2	167,0	1,07	0,151	0,09	83,2	79,2	4,0
FEB	51,7	175,5	67,9	166,9	1,07	0,151	0,09	83,1	79,2	3,9
MAR	45,1	175,5	62,2	166,4	1,07	0,151	0,09	82,7	79,2	3,5
ABR	41,6	175,5	59,1	166,2	1,07	0,151	0,09	82,5	79,2	3,3
MAY	35,8	175,5	54,1	165,8	1,07	0,151	0,09	82,1	79,2	2,9
JUN	34,7	175,5	53,1	165,7	1,07	0,151	0,09	82,0	79,2	2,8
JUL	32,1	175,5	50,9	165,5	1,07	0,151	0,09	81,9	79,2	2,7
AGO	35,4	175,5	53,7	165,7	1,07	0,151	0,09	82,1	79,2	2,9
SEP	41,4	175,5	58,9	166,2	1,07	0,151	0,09	82,5	79,2	3,3
OCT	46,1	175,5	63,0	166,5	1,07	0,151	0,09	82,8	79,2	3,6
NOV	51,2	175,5	67,5	166,8	1,07	0,151	0,09	83,1	79,2	3,9
DIC	53,1	175,5	69,1	167,0	1,07	0,151	0,09	83,2	79,2	4,0
EFICIENCIA MEDIA								82,6	79,2	3,4

A partir de la *tabla 7.3* y *tabla 7.4*, es posible notar que se presenta un mayor incremento en la eficiencia de las calderas al utilizar aire precalentado en el sistema TSA combinado con el intercambiador de calor. Ello se debe a que el aire proveniente del TSA incrementa aún más su temperatura al pasar por el intercambiador de calor y se reduce la temperatura de los gases de escape, por lo cual las pérdidas de energía asociadas a dichos gases disminuyen. Los incrementos en la eficiencia corresponden a un 2,4% para el caso de la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5), y un incremento de 3,4% para el caso de la caldera N°2 (combustible Gas Natural).

7.2. AHORROS ASOCIADOS A MEJORAS EN EFICIENCIA

En el uso de calderas industriales el principal costo económico asociado a su operación tiene relación con el consumo de combustible, es por ello que lograr una mejora en eficiencia es de vital importancia ya que nos permite obtener un ahorro en combustible.

Para cuantificar dicho ahorro de combustible se utiliza la ecuación (*ec.4.1*), la cual permite determinar la eficiencia de la caldera en función del consumo de combustible. Esta ecuación proporciona un rendimiento de caldera muy cercano al rendimiento entregado por la ecuación (*ec.7.1*), lo cual permite igualarlas y de esta manera utilizar los valores de eficiencia proyectados obtenidos en la *sección 7.1*, para determinar los consumos de combustible proyectados y de esta manera obtener el ahorro posible.

La determinación del ahorro de combustible se sustenta bajo la premisa de mantener las actuales condiciones de operación que presentan las calderas con respecto a la producción de vapor y presión de vapor (2000 kg/hr y 80 psi respectivamente).

De esta manera, y acorde a lo presentado en la sección anterior, se infiere que los ahorros de combustible serán mayores al utilizar aire precalentado proveniente de la combinación del sistema TSA e intercambiador de calor (IC), ello debido a que las eficiencias proyectadas son mayores que las eficiencias logradas utilizando solo aire precalentado proveniente del TSA, por ende, los ahorros de combustible también deben ser mayores utilizando dicha configuración.

7.2.1. Ahorro de combustible asociado al uso sólo de aire precalentado en sistema TSA

Tabla 7.5. Ahorro combustible F.O.Nº5 Caldera Nº1 utilizando sólo aire precalentado TSA

Fuente: Propia

CALDERA Nº1					
	η actual [%]	Cons. Comb. actual [kg/h]	η proyectada [%]	Cons. comb. proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]
ENE	86,0	144,14	86,9	142,58	1,56
FEB	86,0	144,14	86,9	142,67	1,47
MAR	86,0	144,14	86,6	143,09	1,05
ABR	86,0	144,14	86,5	143,32	0,82
MAY	86,0	144,14	86,3	143,69	0,45
JUN	86,0	144,14	86,2	143,76	0,38
JUL	86,0	144,14	86,1	143,92	0,22
AGO	86,0	144,14	86,3	143,71	0,43
SEP	86,0	144,14	86,5	143,33	0,81
OCT	86,0	144,14	86,7	143,03	1,11
NOV	86,0	144,14	86,9	142,70	1,44
DIC	86,0	144,14	86,9	142,58	1,56
Media	86,0	144,14	86,6	143,20	0,94

Tabla 7.6. Ahorro combustible G.N. Caldera Nº2 utilizando sólo aire precalentado TSA

Fuente: Propia

CALDERA Nº2					
	η actual [%]	Cons. Comb. actual [kg/h]	η proyectada [%]	Cons. comb. proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]
ENE	79,2	139,19	81,3	135,64	3,55
FEB	79,2	139,19	81,2	135,84	3,35
MAR	79,2	139,19	80,6	136,72	2,47
ABR	79,2	139,19	80,4	137,19	2,00
MAY	79,2	139,19	79,9	137,99	1,20
JUN	79,2	139,19	79,8	138,14	1,05
JUL	79,2	139,19	79,6	138,50	0,69
AGO	79,2	139,19	79,9	138,04	1,15
SEP	79,2	139,19	80,3	137,22	1,97
OCT	79,2	139,19	80,7	136,59	2,60
NOV	79,2	139,19	81,1	135,90	3,29
DIC	79,2	139,19	81,3	135,65	3,54
Media	79,2	139,19	80,5	136,95	2,24

7.2.2. Ahorro de combustible asociado al uso combinado de aire precalentado en sistema TSA e intercambiador de calor

Tabla 7.7. Ahorro combustible F.O.Nº5 Caldera Nº1 utilizando aire precalentado TSA e IC

Fuente: Propia

CALDERA Nº1					
	η actual [%]	Cons. Comb. actual [kg/h]	η proyectada [%]	Cons. comb. proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]
ENE	86,0	144,14	88,6	139,83	4,31
FEB	86,0	144,14	88,6	139,91	4,23
MAR	86,0	144,14	88,4	140,22	3,92
ABR	86,0	144,14	88,3	140,39	3,75
MAY	86,0	144,14	88,1	140,67	3,47
JUN	86,0	144,14	88,1	140,73	3,41
JUL	86,0	144,14	88,0	140,85	3,29
AGO	86,0	144,14	88,1	140,69	3,45
SEP	86,0	144,14	88,3	140,40	3,74
OCT	86,0	144,14	88,4	140,18	3,96
NOV	86,0	144,14	88,6	139,93	4,21
DIC	86,0	144,14	88,6	139,84	4,30
Media	86,0	144,14	88,4	140,30	3,84

Tabla 7.8. Ahorro combustible G.N. Caldera Nº2 utilizando aire precalentado TSA e IC

Fuente: Propia

CALDERA Nº2					
	η actual [%]	Cons. Comb. actual [kg/h]	η proyectada [%]	Cons. comb. proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]
ENE	79,2	139,19	83,2	132,46	6,73
FEB	79,2	139,19	83,1	132,61	6,58
MAR	79,2	139,19	82,7	133,29	5,90
ABR	79,2	139,19	82,5	133,65	5,54
MAY	79,2	139,19	82,1	134,25	4,94
JUN	79,2	139,19	82,0	134,36	4,83
JUL	79,2	139,19	81,9	134,63	4,56
AGO	79,2	139,19	82,1	134,29	4,90
SEP	79,2	139,19	82,5	133,67	5,52
OCT	79,2	139,19	82,8	133,18	6,01
NOV	79,2	139,19	83,1	132,66	6,53
DIC	79,2	139,19	83,2	132,47	6,72
Media	79,2	139,19	82,6	133,46	5,73

CAPÍTULO VIII. LIMITACIONES OPERACIONALES

En el presente capítulo se abarcan las limitaciones operacionales que presentan o pueden presentar tanto el sistema de techo solar activo como el aprovechamiento del calor del manto del ducto de gases de escape a chimenea, mediante intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo, en las instalaciones del HCVB.

8.1. LIMITACIONES OPERACIONALES TSA

El sistema de techo solar activo presenta ciertas limitaciones operacionales dentro de las instalaciones del HCVB. Estas limitaciones operacionales se deben principalmente a los siguientes factores:

8.1.1. Orientación superficies del Techo Sala Calderas

La sala de calderas se encuentra al interior de las instalaciones del HCVB, ubicada en el sector sur poniente de las instalaciones. La actual construcción de la sala de calderas presenta una orientación Este - Oeste para las superficies del techo que pueden ser aprovechadas para la instalación del TSA. Esta configuración provoca una disminución en la radiación que incide sobre el TSA, lo cual conlleva un menor incremento en la temperatura del aire que circula por el interior del sistema de colección.

Las pérdidas de radiación que presenta el TSA con respecto a un techo con inclinación de 15° y orientación hacia el norte, se han calculado en base a datos presentes en el Explorador de Energía Solar desarrollado por el departamento de Geofísica de la Universidad de Chile por encargo del Ministerio de Energía de Chile. Los datos ahí presentados corresponden a información comprendida en el periodo 2004 - 2015, en base a modelos atmosféricos y datos satelitales, con una resolución espacial de 90 metros.

A partir de dicha información se ha determinado que para la ubicación de la sala de calderas del HCVB (georreferenciación: *Latitud:-33.051527,Longitud: -71.610820*), las pérdidas de radiación son del orden de un 8% para la superficie orientada hacia el Este y del orden de un 12% para la superficie orientada hacia el Oeste. En el presente trabajo de título se ha utilizado en los cálculos de radiación sobre el TSA un porcentaje de pérdidas del 15% a modo de contar con un dato más conservador y considerando que dichas pérdidas pueden variar dependiendo de las condiciones climáticas cambiantes año a año.

Para conocer la forma en que se determinaron las pérdidas de radiación y los datos utilizados, referirse al Anexo C.

8.1.2. Flujo máximo de aire en TSA

El sistema TSA propuesto para ser utilizado en el precalentamiento de aire de ingreso a calderas ha sido modelado en base a datos experimentales presentes en los registros del Centro de Innovación Energética de la Universidad Técnica Federico Santa María (CIE). Estos datos corresponden a sistemas de techo solar activo utilizados en la agroindustria, principalmente en el secado de frutos secos. En particular, se utilizaron los datos obtenidos en la instalación presente en Agrícola San Juan, comuna de Cabildo, durante marzo de 2014.

A partir de estos datos se determinaron las ecuaciones (*ec.5.1*) y (*ec.5.2*) utilizadas en el presente trabajo de título y que modelan el incremento de temperatura del aire y la reducción de humedad del aire respectivamente, en función de la radiación incidente sobre el TSA.

Además, con la información referente al área de TSA instalada y flujo de aire circulante al interior del TSA presente en Agrícola San Juan, se realiza la corrección necesaria para determinar el flujo máximo de aire por unidad de área correspondiente al TSA proyectado en la sala de calderas del HCVB, siendo dicho flujo máximo de $1 \text{ [m}^3/\text{s]}$. En caso de requerirse flujos de aire por sobre este valor es necesario incrementar el área de TSA.

En caso de no contar con áreas de techo disponibles para aumentar el área instalada, los incrementos de temperatura serán menores a los calculados debido al mayor flujo de aire por unidad de área de techo y al menor tiempo de residencia del aire en el interior del sistema de colección.

Es importante mencionar que los cálculos realizados para determinar los incrementos de temperatura y el calor útil que será transferido al aire en el TSA proyectado para la sala de calderas, han sido realizados en base al flujo máximo por unidad de área. Este flujo máximo por unidad de área corresponde a $1 \text{ [m}^3/\text{s]}$, mientras que los requerimientos de flujo de aire de combustión en las calderas son del orden de los $0,62 \text{ [m}^3/\text{s]}$.

8.1.3. Sombras sobre TSA

Uno de los factores más importantes a considerar en los límites operacionales del TSA para la sala de calderas del HCVB corresponde a las sombras proyectadas sobre el techo de la sala de calderas durante el transcurso del día y en diferentes épocas del año. Dichas sombras proyectadas provienen del edificio perteneciente a la Torre Quirúrgica, el cual se encuentra ubicado al norte de la sala de calderas y a una distancia aproximada de 7 metros. (ver *figura 8.1*)

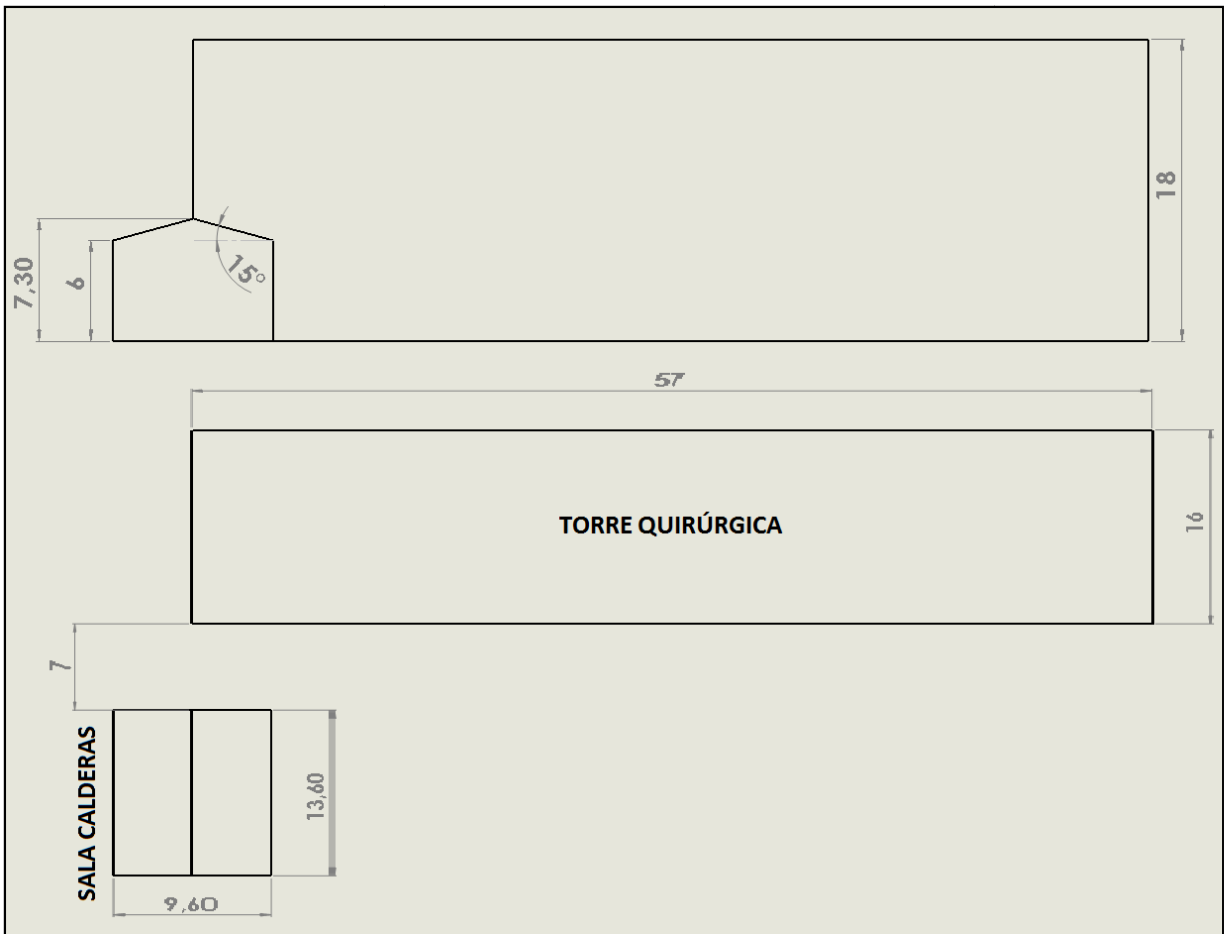


Figura 8.1. Dimensiones principales Sala calderas y Torre quirúrgica (dimensiones en metros) Fuente: Propia

Para estimar los meses del año en que se proyectan sombras sobre el techo de la sala de calderas se ha confeccionado la carta solar, considerando las geometrías de ambos edificios (sala de calderas y torre quirúrgica), y su ubicación respecto una de otra. (ver figura 8.2)

De la carta solar se deduce que durante los meses de Abril y hasta mediados de Agosto existen sombras sobre el techo entre las 07.00hrs y las 12.00hrs., el resto de los meses se presentan sombras durante horarios más acotados, sin embargo, no es posible determinar las dimensiones de dichas sombras. La carta solar sólo nos permite obtener un estimado del periodo con sombras.

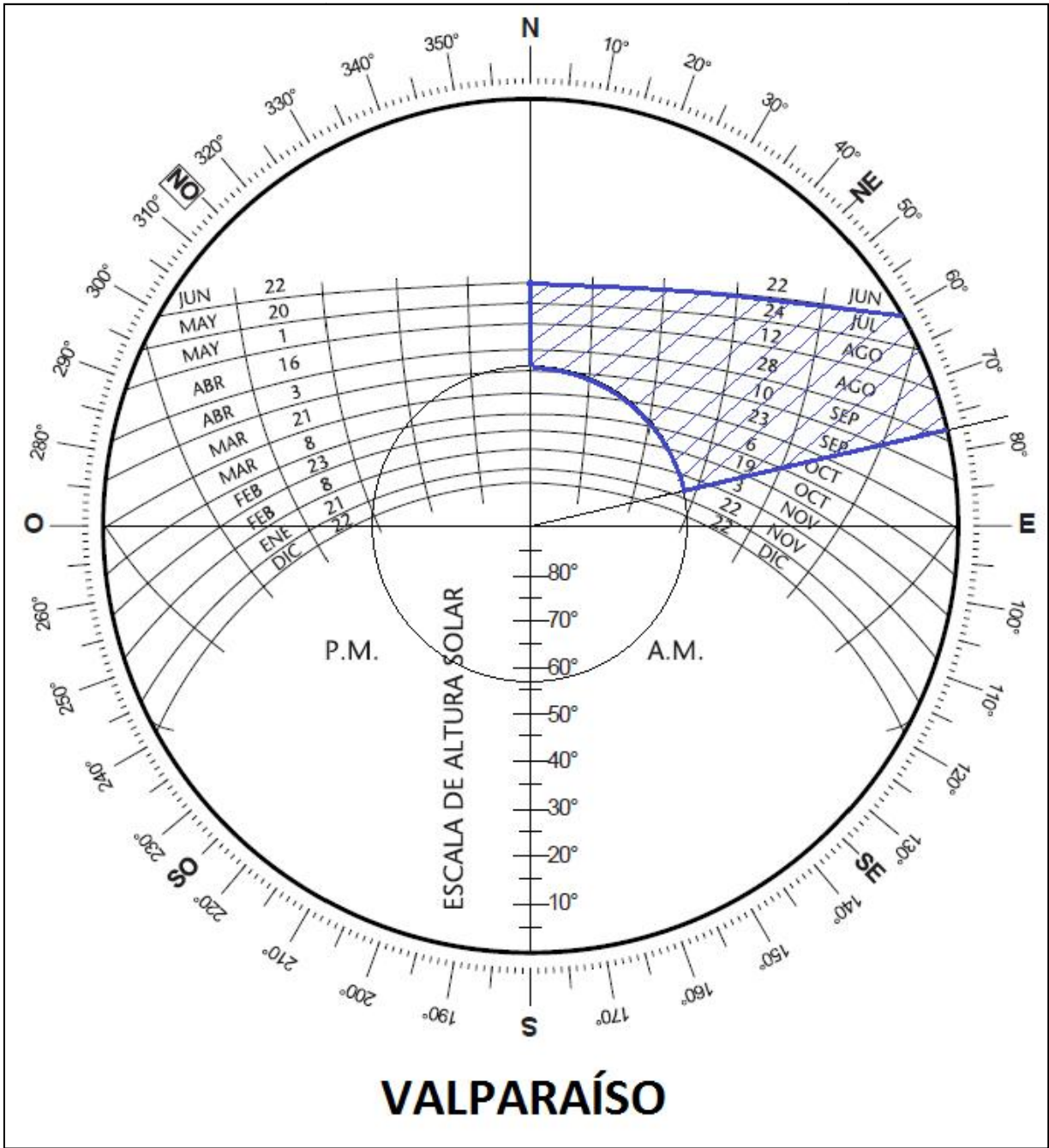


Figura 8.2. Carta solar para la comuna de Valparaíso. Zona achurada indica periodo con sombras. Fuente: Propia

Por lo tanto, para lograr determinar con mayor exactitud los periodos y horarios en los cuales el techo de la sala de calderas se encuentra cubierto por sombras, y además, determinar qué porcentaje del techo es afectado por dichas sombras, se ha desarrollado un modelo virtual de la sala de calderas y torre quirúrgica a partir de las dimensiones exteriores de dichas edificaciones. Este modelo tridimensional ha sido desarrollado en el software de diseño Solidworks, y posteriormente, ha sido exportado al software Autodesk ECOTECH Analysis (en su versión de prueba y distribución gratuita), para la modelación de las sombras.

El software ECOTECH Analysis constituye una herramienta para el análisis de diseño sostenible, la cual proporciona simulaciones medioambientales. Para ello, utiliza la ubicación geográfica y variables climáticas de la zona en estudio, como son:

- Latitud, longitud y altitud.
- Huso horario.
- Precipitación mensual en milímetros cúbicos
- Humedad relativa media mensual a las 09:00 hrs. en %
- Humedad relativa media mensual a las 15:00 hrs. en %
- Temperatura media mensual en °C
- Temperatura máxima en °C
- Temperatura mínima en °C
- Radiación solar media mensual en W/m^2
- Horas de luz equivalentes en horas por día
- Velocidad y dirección del viento

Con estos datos es posible realizar una simulación gráfica y tridimensional de las condiciones ambientales y trayectoria del sol, y de esta manera, modelar y obtener el comportamiento de las sombras proyectadas por el edificio de la torre quirúrgica sobre la sala de calderas.

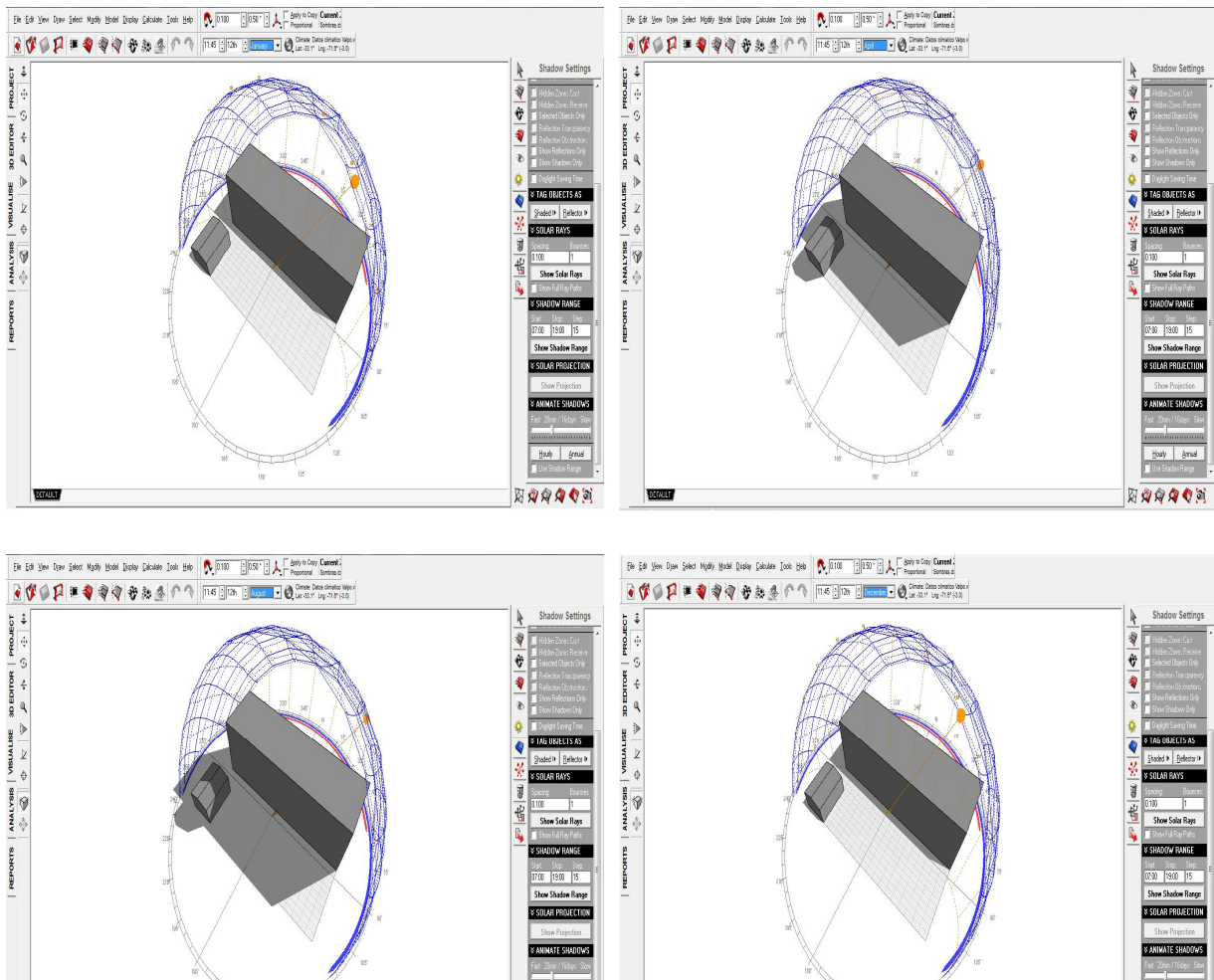


Figura 8.3. Simulación de sombras Torre quirúrgica sobre Sala calderas. Software ECOTECT Fuente: Propia

Finalmente, mediante la simulación gráfica fue posible determinar qué porcentaje del techo se ve afectada por las sombras que la torre quirúrgica proyecta sobre el techo de la sala de calderas. Se realizó un análisis para determinados días característicos de cada mes entre las 08:00hrs. y las 18:00hrs., determinándose los porcentajes del techo de la sala de calderas que se encuentran cubiertos por la sombra.

A modo de ejemplo se presentan los resultados obtenidos por el análisis de las sombras sobre el techo de la sala de calderas durante el día 13 de Agosto mediante el uso del software ECOTECT Analysis. Se indica porcentaje del techo cubierto por sombra. (Para revisar los demás meses referirse a Anexo F).

Tabla 8.1. Análisis de sombra. Porcentaje de techo cubierto por sombras día 13 de Agosto

Fuente: Propia

13 de Agosto	Hora	Sombra	Sombra
	[h]	Techo Este	Techo Oeste
		[%]	[%]
	08:00	100%	100%
	08:30	100%	100%
	09:00	100%	100%
	09:30	100%	100%
	10:00	95%	95%
	10:30	80%	80%
	11:00	70%	70%
	11:30	60%	60%
	12:00	50%	50%
	12:30	40%	40%
	13:00	35%	35%
	13:30	35%	17%
	14:00	35%	0%
	14:30	20%	0%
	15:00	10%	0%
	15:30	0%	0%
	16:00	0%	0%
	16:30	0%	0%
	17:00	0%	0%
	17:30	0%	0%
	18:00	0%	0%

A partir de las simulaciones realizadas, y el posterior análisis de los resultados obtenidos, ha sido posible determinar los periodos y horas de funcionamiento para el sistema TSA. Junto con ello, se ha determinado qué área de techo se encontrará en funcionamiento en dichos periodos (techo lado este, techo lado oeste o ambos).

Tabla 8.2. Áreas de techo en uso y periodos horarios de uso TSA

Fuente: Propia

	Techo Este	Periodo Horario	Techo Oeste	Periodo Horario	A _{TOTAL} en uso [m ²]	Uso/día [h]
ENE	X	08:00 - 18:00hrs	X	08:00 - 18:00hrs	128	10
FEB	X	08:00 - 18:00hrs	X	08:00 - 18:00hrs	128	10
MAR	X	08:00 - 18:00hrs	X	08:00 - 18:00hrs	128	10
ABR	X	10:30 - 18:00hrs	X	10:30 - 18:00hrs	128	7,5
MAY	---	---	X	14:00 - 18:00hrs	64	4
JUN	---	---	X	14:00 - 18:00hrs	64	4
JUL	---	---	X	14:00 - 18:00hrs	64	4
AGO	X	12:00 - 18:00hrs	X	12:00 - 18:00hrs	128	6
SEP	X	10:30 - 18:00hrs	X	10:30 - 18:00hrs	128	7,5
OCT	X	08:00 - 18:00hrs	X	08:00 - 18:00hrs	128	10
NOV	X	08:00 - 18:00hrs	X	08:00 - 18:00hrs	128	10
DIC	X	08:00 - 18:00hrs	X	08:00 - 18:00hrs	128	10

8.2. LIMITACIONES OPERACIONALES INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor modelado corresponde a un intercambiador de tubo doble a contraflujo, el cual se encuentra ideado para aprovechar el calor del manto ducto gases de combustión a chimenea. Las principales limitaciones que presenta el intercambiador de calor corresponden a:

- Temperatura mínima a la cual es posible enfriar los gases de escape para evitar el punto de rocío ácido (*ver tabla 6.1*) y los consiguientes problemas que ello conlleva.
- Área superficial de intercambio de calor limitada por la longitud aprovechable del ducto gases de escape a chimenea.

Tomadas en consideración las limitaciones operacionales que posee el intercambiador de calor modelado para el aprovechamiento del calor ducto gases escape a chimenea, se sugiere analizar y evaluar el uso de un intercambiador de calor que utilice el calor de los gases de escape propiamente tal y no el calor del manto ducto gases a chimenea existente, ello a modo de mejorar la transferencia de calor e incrementar aún más la temperatura del aire de ingreso a calderas.

Debido al poco espacio disponible en las instalaciones de la sala de calderas y sectores colindantes, se sugiere evaluar la opción de un intercambiador de calor compacto en base de termosifones aleteados bimetálicos para el precalentamiento del aire de ingreso a calderas.

8.3. PÉRDIDAS DE CARGA EN VENTILADORES

Para producir el flujo de aire requerido en el interior del sistema TSA se plantea la utilización de los ventiladores ya existentes, y actualmente en uso, los cuales se encuentran integrados a los quemadores de las calderas. Estos ventiladores toman el aire directamente desde el ambiente de la sala de calderas e inyectan el caudal de aire requerido para la combustión a una determinada presión con el fin de obtener una correcta relación aire - combustible y con ello producir una combustión adecuada.

Ambos quemadores (Fuel Oil y Gas Natural) poseen ventiladores de idénticas características. Éstas han sido determinadas por el fabricante (Baltur) a partir de condiciones ideales de funcionamiento en bancos de prueba.

- Diámetro rodete : 580 mm
- Velocidad de giro : 2900 rpm
- Potencia instalada : 7,5 kW
- Caudal máximo : 5000 m³/h
- Nivel presión sonora : 94 db (A)
- Categoría de eficiencia : Estática
- Eficiencia : 70%
- Presión estática o total : 506 mm.c.a

Además, se detallan las presiones mínimas requeridas por el aire de combustión en cada una de las calderas:

Tabla 8.3. Presiones requeridas para aire de ingreso a calderas

Fuente: Baltur

	Quemador	Presión aire ingreso [mbar]	Presión aire ingreso [mm.c.a]
Caldera N°1	Comist BT 250 DSN	14	140
Caldera N°2	Comist 250	20	200

Debido a que para la implementación del sistema TSA se requiere de ductos para canalizar el aire precalentado desde el techo hacia las calderas y a que se plantea la utilización de un intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo para el aprovechamiento del calor del manto ducto gases a chimenea, se producirán pérdidas de carga en los ventiladores. Estas pérdidas de energía en el interior de los ductos son consecuencia de dos factores:

- La fricción del fluido, en este caso del aire precalentado, con las paredes del ducto. Estas pérdidas se denominan pérdidas de carga regulares.
- La existencia de singularidades en el trayecto, como codos, tees, curvas, etc. Estas corresponden a las pérdidas de carga singulares.

Las pérdidas de carga totales corresponden a la suma de las pérdidas regulares y singulares.

8.3.1. Pérdidas de carga regulares

Para determinar las pérdidas de carga regulares se utiliza la ecuación (ec.8.1). Para ello, primero se deben determinar ciertos factores que influyen en estas pérdidas, entre los cuales se encuentran: viscosidad del fluido, velocidad del fluido dentro del ducto, rugosidad del ducto, largo y diámetro del ducto.

$$Pérdidas\ regulares = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho V^2}{2} [Pa] \quad (ec. 8.1)$$

donde:

- f: factor de fricción
- L: longitud del ducto
- D: diámetro del ducto
- ρ : densidad del fluido
- V: velocidad del fluido dentro del ducto

Se consideran los siguientes parámetros para la instalación del ducto requerido para la canalización del aire precalentado desde el techo hacia las calderas:

- Longitud del ducto: 36 [m]
- Diámetro del ducto: 0,28 [m]
- Densidad del fluido: 1,156 [kg/m³]
- Velocidad del fluido dentro del ducto: 20 [m/s]
- Viscosidad del fluido: $1,9 * 10^{-5}$ [kg/m*s]
- Rugosidad absoluta (ducto acero galvanizado): 0,06 [mm]
- Factor de fricción: 0,016 [-]

El factor de fricción (f), se determina a partir del diagrama de Moody.

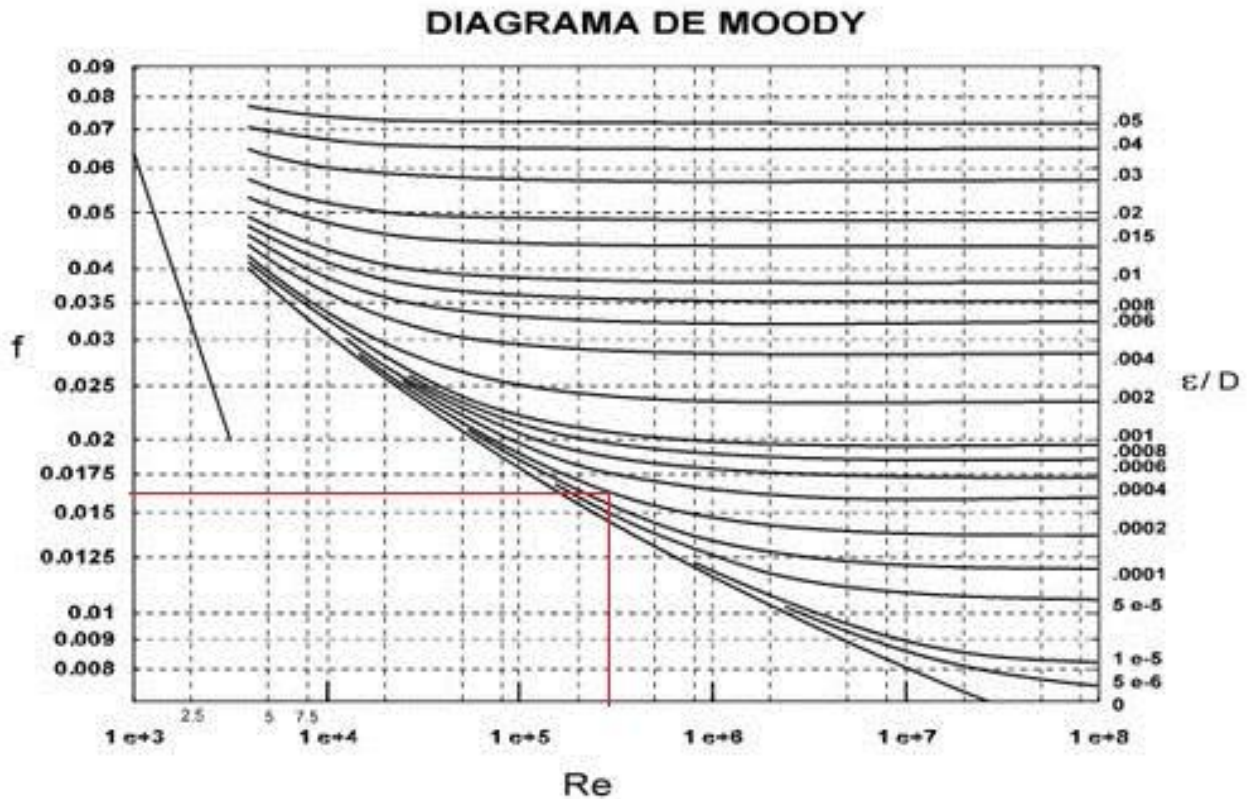


Figura 8.4. Diagrama de Moody - Determinación factor de fricción

Fuente: Propia

8.3.2. Pérdidas de carga singulares

Las pérdidas singulares las imponen diferentes accesorios presentes en la línea y cada uno de ellos posee un factor "K", el cual determina su aporte a la pérdida de carga. Para determinar las pérdidas de carga singulares se utiliza la ecuación (ec.8.2).

$$\text{Pérdidas singulares} = \sum K * \frac{\rho V^2}{2} \text{ [Pa]} \quad (\text{ec. 8.2})$$

Los valores de K se encuentran tabulados, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 8.4. Valores del factor K para diferentes accesorios

Fuente: JHG Ingeniería

Componente	K	Diagrama
Codos		
Radio corto 90° con bridas o extremo liso	0.3	
Radio corto 90° extremos roscados.	1.5	
Radio largo 90° con bridas o extremo liso	0.2	
Radio largo 90° extremos roscados.	0.7	
Radio largo 45° con bridas.	0.2	
Radio corto 45° extremos roscados.	0.4	
Curvas a 180°		
Curvas a 180° con bridas	0.2	
Curvas a 180° con extremos roscados	1.5	
Tees		
Paso directo con bridas o extremos lisos	0.2	
Paso directo con extremos roscados	0.9	
Salida de lado con bridas o extremos lisos	1.0	
Salida de lado con extremos roscados	2.0	
Union con extremos roscados	0.08	
Válvulas		
Globo totalmente abiertas	10	
Angulo totalmente abiertas	2	
Compuerta totalmente abiertas	0.15	
Compuerta 1/4 cerrada	0.26	
Compuerta 1/2 cerrada	2.1	
Compuerta 3/4 cerrada	17	
Cheque en el sentido del flujo	2	
Bola totalmente abierta	0.05	
Bola 1/3 cerrada	5.5	
Bola 2/3 cerrada	210	

8.3.3. Pérdidas totales

Las pérdidas totales corresponden a la suma de las pérdidas de carga regulares y pérdidas de carga singulares. De esta manera, a partir de la información presentada en las *secciones 8.3.1 y 8.3.2*, se determinan las siguientes pérdidas de carga:

- **Pérdidas de carga regulares:**

$$Pérdidas\ regulares = 0,016 * \frac{36}{0,28} * \frac{1,156 * (20)^2}{2} = 475,61 [Pa] = 48,53 [mm. c. a]$$

- **Pérdidas de carga singulares:** para la determinación de las pérdidas singulares se consideran los siguientes accesorios:
 - 2 codos radio corto 90° con bridas o extremo liso.
 - 5 codos radio largo 90° con bridas o extremo liso.
 - 1 te salida de lado con bridas o extremos lisos.

$$Pérdidas\ singulares = (2 * 0,3 + 5 * 0,2 + 1) * \frac{1,156 * (20)^2}{2} = 601,12 [Pa] = 61,34 [mm. c. a]$$

De esta manera se tienen **pérdidas totales de carga en el ventilador de 109,87 [mm.c.a]**, debido a la implementación del sistema TSA.

Tomando en consideración que los ventiladores son capaces de proporcionar una presión de 506 [mm.c.a], y que las presiones mínimas requeridas por el aire de combustión en cada una de las calderas son las mostradas en la *tabla 8.3*, las pérdidas de carga debido a la implementación del sistema TSA no presentan impedimentos para la utilización de los ventiladores ya existentes en los quemadores de las calderas.

CAPÍTULO IX. ANÁLISIS ECONÓMICO

El presente análisis tiene por objetivo determinar la factibilidad económica de la implementación de un sistema de Techo Solar Activo para precalentamiento de aire de ingreso a calderas a partir de sus costos y ahorros asociados. Este análisis se basa específicamente en la instalación de un sistema TSA para la sala de calderas del HCVB.

9.1. INDICADORES ECONÓMICOS

Para desarrollar el análisis económico respecto a la implementación de un sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas, se han determinado los siguientes indicadores.

Tabla 9.1. Indicadores económicos relevantes

Fuente: Propia

Inflación	4%
Tasa de descuento	10%
Vida útil	10 años
Tipo depreciación	Acelerada

El porcentaje correspondiente a la inflación ha sido determinado a partir de la media de los últimos 10 años en Chile, mientras que la tasa de descuento se ha estimado en un 10% por tratarse de un proyecto de bajo riesgo. La vida útil y depreciación del proyecto se estima en base a información presente en el Servicio de Impuestos Internos (SII), específicamente en la tabla denominada "Tabla de Vida Útil de los Bienes Físicos del Activo Inmovilizado".

9.2. COSTOS DE INVERSIÓN

Los costos de inversión correspondientes a la implementación de un sistema TSA para el precalentamiento de aire de ingreso a calderas, son los siguientes:

- Costo de materiales
- Costo de mano de obra
- Servicios y productos de terceros (ductos para canalización del aire)
- Diseño e Ingeniería

Los costos asociados a materiales se han determinado a partir de cotizaciones realizadas a proveedores de los insumos requeridos para la fabricación y montaje del sistema TSA.

Tabla 9.2. Costos materiales construcción TSA

Fuente: Cotizaciones proveedores

Proveedor	Material	Detalle	Cantidad	Costo Unit.	Costo Total
DVP	Policarbonato Alveolar	2,10 x 5,80m x 4 [mm]	16 unidades	\$ 56.210.-	\$ 899.360.-
DVP	Perfil H clip	5,80 [m]	16 unidades	\$ 20.778.-	\$ 332.448.-
DVP	Autoperforante	1 ¹ / ₂ + golilla	7 bolsas x 100 unidades	\$ 14.740.-	\$ 103.180.-
Sodimac	Autoperforante	2 ¹ / ₂ " + golilla	5 bolsas x 100 unidades	\$ 14.690.-	\$ 73.450.-
PolChile	Purpanel 4	1 [m] x 5 [m]	28 unidades	\$ 73.200.-	\$2.049.600.-
CINTAC	Perfil Metalcon U	92 x 30 x 0,85 [mm] x 6,00 [m]	116 unidades	\$ 4.422.-	\$ 512.952.-
				IVA	\$1.032.496.-
				TOTAL	\$5.003.486.-

Los costos correspondientes a mano de obra, servicios y productos de terceros y costos de diseño e ingeniería, se han determinado a partir de costos históricos por m² de TSA construido. Esta información ha sido obtenida a partir de estudios anteriores realizados por el Centro de Innovación Energética de la Universidad Técnica Federico Santa María, principalmente para la industria agrícola, específicamente para el precalentamiento de aire para deshidratado de frutos. Cabe destacar que el sistema TSA proyectado no posee costos operacionales, ello debido a que se utilizarán los ventiladores de tiro inducido que ya poseen los quemadores de las calderas para producir el flujo de aire circulante en el sistema TSA.

Tabla 9.3. Costos asociados a mano de obra, servicios de terceros, diseño e ingeniería

Fuente: CIE

Costo	Costo/m ² TSA	m ² TSA	Costo Total
Mano de obra	\$ 5.230.-	128	\$ 669.440.-
Servicios y productos de terceros	\$ 9.700.-	128	\$ 1.241.600.-
Costos de diseño e ingeniería	\$ 11.090.-	128	\$ 1.419.520.-
TOTAL			\$3.330.560.-

A partir de estos costos se ha determinado un costo total por m² de TSA construido en UF, se considera valor UF al 10 de Septiembre 2016 el cual asciende a \$26.224,30. De esta manera se tiene que los costos totales para la implementación del sistema TSA son los siguientes:

Tabla 9.4. Costos totales implementación TSA para precalentamiento de aire ingreso calderas

Fuente: Propia

Costo	Costo/m ² TSA	m ² TSA	Costo Total
Materiales TSA	\$39.090.-	128	\$ 5.003.486.-
Mano de obra	\$ 5.230.-	128	\$ 669.440.-
Servicios y productos de terceros	\$ 9.700.-	128	\$ 1.241.600.-
Costos de diseño e ingeniería	\$ 11.090.-	128	\$ 1.419.520.-
TOTAL			\$8.334.046.-
UF/m²			2,48

9.3. AHORROS

Los ahorros producto de la implementación del sistema TSA para el precalentamiento de aire de ingreso a calderas provienen directamente del ahorro de combustible logrado al incrementar la temperatura del aire de combustión y reducir la temperatura de los gases de escape mediante el uso del intercambiador de calor.

De manera similar a como se ha abarcado el análisis de los ahorros de combustibles, se utilizará la misma metodología para determinar los ahorros económicos, es decir, se analizarán los ahorros producidos por la utilización de aire precalentado proveniente sólo del sistema TSA y los ahorros producidos por la utilización de aire precalentado proveniente del sistema TSA combinado con el intercambiador de calor.

Para determinar dichos ahorros se utiliza la información presente en la *tabla 8.2* que indica las horas diarias de funcionamiento del sistema TSA según época del año y la información presente en las *tablas 7.5 - 7.8* referentes al ahorro de combustible en kg/h que presenta cada una de las calderas, de esta manera se realiza una estimación de los ahorros monetarios anuales en combustible.

Debido a que el sistema TSA tiene acotado su uso de acuerdo a las horas de sol diarias aprovechables, se ha estimado una media de uso anual del sistema TSA de 2640 [h/año] (estimación en base a información *tabla 8.2*). Sin embargo, las calderas requieren mantención periódica y éstas se realizan generalmente durante las horas en que sería posible utilizar el TSA, por esta razón se han descontado las horas anuales de mantenimiento, obteniendo una media de uso anual del sistema TSA de 2480 [h/año].

Para los cálculos monetarios se ha utilizado un costo promedio de Gas Natural correspondiente a US\$1,8/m³ (valor dólar observado al 10 de Septiembre: \$661,93), y un costo promedio de Fuel Oil N°5 correspondiente a \$310/kg.

9.3.1. Ahorros monetarios utilizando solo sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas

Tabla 9.5. Ahorro anual Caldera N°1 utilizando sólo sistema TSA para precalentamiento aire

Fuente: Propia

CALDERA N°1					
Consumo actual [kg/h]	Consumo proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]	Uso anual TSA [h]	Costo Comb. [\$/kg]	Ahorro Anual [\$]
144,14	143,20	0,94	2480	310	722.672

Tabla 9.6. Ahorro anual Caldera N°2 utilizando sólo sistema TSA para precalentamiento aire

Fuente: Propia

CALDERA N°2					
Consumo actual [kg/h]	Consumo proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]	Uso anual TSA [h]	Costo Comb. [\$/kg]	Ahorro Anual [\$]
139,19	136,95	2,20	2480	1500	8.184.000

9.3.2. Ahorros monetarios utilizando sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas combinado con intercambiador de calor

Tabla 9.7. Ahorro anual Caldera N°1 utilizando sistema TSA combinado con IC

Fuente: Propia

CALDERA N°1					
Consumo actual [kg/h]	Consumo proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]	Uso anual TSA [h]	Costo Comb. [\$/kg]	Ahorro Anual [\$]
144,14	140,30	3,84	2480	310	2.952.192

Tabla 9.8. Ahorro anual Caldera N°2 utilizando sistema TSA combinado con IC

Fuente: Propia

CALDERA N°2					
Consumo actual [kg/h]	Consumo proyectado [kg/h]	Ahorro comb. [Kg/h]	Uso anual TSA [h]	Costo Comb. [\$/kg]	Ahorro Anual [\$]
139,19	133,46	5,73	2480	1500	21.315.600

9.4. FLUJO DE CAJA

A partir de la información anteriormente presentada, se procede a desarrollar los flujos de caja correspondientes para cada una de las alternativas evaluadas. Los flujos de caja presentados se realizan sólo desde el punto de vista del ahorro de combustible generado, encontrándose acotados sólo a este ítem y no consideran los demás gastos presentes en la operación de las calderas, tales como mantenimiento, energía eléctrica, sueldos operarios, entre otros, debido a que estos se mantendrían constantes.

Para la obtención de los índices económicos relevantes correspondientes al VAN, TIR y Payback de la inversión, se han utilizado las siguientes ecuaciones:

$$FC_{VP} = \frac{FC}{(1+r)^n} \quad (ec. 9.1)$$

$$VAN = \sum_{n=1}^{10} FC_{VP} - I_0 \quad (ec. 9.2)$$

Para obtener el valor correspondiente a la TIR, se realizaron iteraciones de la tasa de descuento hasta encontrar el valor que hace que el VAN se haga cero.

Para determinar el payback se debe evaluar el flujo de caja actualizado año a año, si la suma de los flujos de caja menos la inversión es negativo, se debe seguir hasta encontrar el valor donde dicha diferencia sea cero o mayor que cero.

$$Payback_i = \begin{cases} 0 & si \quad \sum_{i=1}^n FC_i - I_0 < 0 \\ n_{(i-1)} - \frac{\sum_{i=1}^{n-1} FC_i - I_0}{FC_i} & si \quad \sum_{i=1}^n FC_i - I_0 \geq 0 \end{cases} \quad (ec. 9.3)$$

9.4.1. Flujo de caja para configuración sólo sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas

Tabla 9.9. Flujo de Caja Caldera N°1 utilizando solo sistema TSA para precalentamiento de aire

Fuente: Propia

FLUJO DE CAJA CALDERA N°1											
AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ing. Marginal		722.672	751.579	781.642	812.908	845.424	879.241	914.411	950.987	989.027	1.028.588
Depreciación (-)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Gasto operacional											
Ut. antes de imp.		- 2.055.343	- 2.026.436	- 1.996.373	812.908	845.424	879.241	914.411	950.987	989.027	1.028.588
Impuesto					138.194	143.722	149.471	155.450	161.668	168.135	174.860
Resultado		- 2.055.343	- 2.026.436	- 1.996.373	674.713	701.702	729.770	758.961	789.319	820.892	853.728
Depreciación (+)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Inversión		8.334.046									
Flujo caja											
Flujo caja	- 8.334.046	722.672	751.579	781.642	674.713	701.702	729.770	758.961	789.319	820.892	853.728
Flujo caja a Vpr		656.975	621.140	587.259	460.838	435.702	411.936	389.467	368.223	348.138	329.149
Flujo positivo desc.		656.975	1.278.114	1.865.373	2.326.212	2.761.913	3.173.850	3.563.316	3.931.540	4.279.678	4.608.827
Flujo total acum.	- 7.611.374	- 6.859.795	- 6.078.153	- 5.403.440	- 4.701.738	- 3.971.968	- 3.213.007	- 2.423.688	- 1.602.796	- 749.068	
VAN	- \$3.725.219										
TIR	- 1,64%										
Payback	-										

Tabla 9.10. Flujo de Caja Caldera N°2 utilizando solo sistema TSA para precalentamiento de aire

Fuente: Propia

FLUJO DE CAJA CALDERA N°2											
AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ing. Marginal		8.184.000	8.429.520	8.682.406	8.942.878	9.211.164	9.487.499	9.772.124	10.065.288	10.367.246	10.678.264
Depreciación (-)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Gasto operacional											
Ut. antes de imp.		5.405.985	5.651.505	5.904.390	8.942.878	9.211.164	9.487.499	9.772.124	10.065.288	10.367.246	10.678.264
Impuesto		919.017	960.756	1.003.746	1.520.289	1.565.898	1.612.875	1.661.261	1.711.099	1.762.432	1.815.305
Resultado		4.486.967	4.690.749	4.900.644	7.422.589	7.645.266	7.874.624	8.110.863	8.354.189	8.604.814	8.862.959
Depreciación (+)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Inversión	8.334.046										
Flujo caja	- 8.334.046	7.264.983	7.468.764	7.678.659	7.422.589	7.645.266	7.874.624	8.110.863	8.354.189	8.604.814	8.862.959
Flujo caja a Vpr		6.545.029	6.172.532	5.769.090	5.069.728	4.747.109	4.445.020	4.162.155	3.897.291	3.649.281	3.417.054
Flujo positivo desc.		6.545.029	12.717.562	18.486.652	23.556.380	28.303.489	32.748.509	36.910.664	40.807.955	44.457.236	47.874.290
Flujo total acum.	- 1.069.063	6.399.701	14.078.360	21.500.949	29.146.215	37.020.839	45.131.702	53.485.891	62.090.705	70.953.664	
VAN	\$39.599.745										
TIR	88,98%										
Payback	2 años										

9.4.1. Flujo de caja para configuración sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas combinado con intercambiador de calor

Tabla 9.11. Flujo de Caja Caldera N°1 utilizando sistema TSA para precalentamiento de aire e IC

Fuente: Propia

FLUJO DE CAJA CALDERA N°1											
AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ing. Marginal		2.952.192	3.070.280	3.193.091	3.320.815	3.453.647	3.591.793	3.735.465	3.884.883	4.040.279	4.201.890
Depreciación (-)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Gasto operacional											
Ut. antes de imp.		174.177	292.264	415.076	3.320.815	3.453.647	3.591.793	3.735.465	3.884.883	4.040.279	4.201.890
Impuesto		29.610	49.685	70.563	564.538	587.120	610.605	635.029	660.430	686.847	714.321
Resultado		144.567	242.579	344.513	2.756.276	2.866.527	2.981.188	3.100.436	3.224.453	3.353.431	3.487.568
Depreciación (+)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Inversión	8.334.046										
Flujo caja	- 8.334.046	2.922.582	3.020.595	3.122.528	2.756.276	2.866.527	2.981.188	3.100.436	3.224.453	3.353.431	3.487.568
Flujo caja a Vpr		2.656.893	2.496.359	2.346.002	1.882.574	1.779.888	1.682.803	1.591.014	1.504.231	1.422.182	1.344.609
Flujo positivo desc.		2.656.893	5.153.252	7.499.254	9.381.827	11.161.715	12.844.518	14.435.532	15.939.763	17.361.945	18.706.554
Flujo total acum.		144.567	3.165.161	6.287.689	9.043.965	11.910.493	14.891.681	17.992.116	21.216.569	24.570.001	28.057.569
VAN		\$10.372.508									
TIR		33,99%									
Payback		3 años									

Tabla 9.12. Flujo de Caja Caldera N°1 utilizando sistema TSA para precalentamiento de aire e IC

Fuente: Propia

FLUJO DE CAJA CALDERA N°2											
AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ing. Marginal		21.315.600	21.955.068	22.613.720	23.292.132	23.990.896	24.710.622	25.451.941	26.215.499	27.001.964	27.812.023
Depreciación (-)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Gasto operacional											
Ut. antes de imp.		18.537.585	19.177.053	19.835.705	23.292.132	23.990.896	24.710.622	25.451.941	26.215.499	27.001.964	27.812.023
Impuesto		3.151.389	3.260.099	3.372.070	3.959.662	4.078.452	4.200.806	4.326.830	4.456.635	4.590.334	4.728.044
Resultado		15.386.195	15.916.954	16.463.635	19.332.469	19.912.443	20.509.817	21.125.111	21.758.864	22.411.630	23.083.979
Depreciación (+)		2.778.015	2.778.015	2.778.015							
Inversión	8.334.046										
Flujo caja											
Flujo caja	- 8.334.046	18.164.211	18.694.969	19.241.650	19.332.469	19.912.443	20.509.817	21.125.111	21.758.864	22.411.630	23.083.979
Flujo caja a Vpr		16.364.154	15.450.388	14.456.537	13.204.337	12.364.061	11.577.257	10.840.522	10.150.671	9.504.719	8.899.873
Flujo positivo desc.		16.364.154	31.814.541	46.271.078	59.475.415	71.839.475	83.416.732	94.257.254	104.407.925	113.912.644	122.812.518
Flujo total acum.		9.830.165	28.525.134	47.766.784	67.099.253	87.011.696	107.521.513	128.646.624	150.405.489	172.817.119	195.901.098
VAN		\$114.627.237									
TIR		220,70%									
Payback		1 año									

CAPÍTULO X. ANÁLISIS DE RESULTADOS

A partir de la información presentada y los resultados obtenidos en el presente análisis técnico - económico ha sido posible verificar y comprender ciertos aspectos relevantes a la implementación de un sistema TSA para el precalentamiento de aire de ingreso a calderas.

Desde el punto de vista técnico, uno de los factores más importantes para lograr un máximo aprovechamiento de la energía solar incidente corresponde a la ubicación y orientación de las superficies de techo a utilizar, las cuales para el caso de la sala de calderas presente en el HCVB no son las más favorables (orientación Este - Oeste), lo cual presenta pérdidas de radiación en el orden del 15%. Sin embargo, a pesar de dicho factor, los incrementos de temperatura del aire mediante el uso del sistema TSA oscilan entre 15°C a 30°C por sobre la temperatura ambiente, dependiendo de la época del año. Dichos incrementos se determinan por medio de las ecuaciones obtenidas a partir de datos medidos en otras instalaciones que cuentan con sistemas TSA.

Mediante los cálculos realizados se ha determinado que el sistema TSA permite aprovechar entre el 50 - 60% de la energía total disponible sobre el techo para ser utilizada en el incremento de temperatura del aire ($Q_{\text{max. disponible mensual}}: 2118,75 \text{ [MJ]}$), a su vez, se determina que el flujo máximo de aire posible en el sistema TSA proyectado para la sala de calderas del HCVB corresponde a un flujo de 1 $[\text{m}^3/\text{s}]$. Este flujo máximo cumple con creces las necesidades de las calderas, las cuales requieren de un flujo del orden de 0,62 $[\text{m}^3/\text{s}]$ para una correcta inyección de aire y posterior combustión.

De requerirse flujos mayores sería necesario incrementar el área del sistema TSA para lograr los incrementos de temperatura calculados y mencionados en el presente trabajo de título, en caso contrario, de no ser posible aumentar el área de techo, los incrementos de temperatura serían inferiores debido al mayor flujo de aire y al menor tiempo de residencia de éste en el sistema TSA, disminuyendo la transferencia de calor del techo al aire.

Otro de los factores a analizar desde el punto de vista del sistema TSA corresponde a las sombras proyectadas por el edificio perteneciente a la Torre Quirúrgica sobre el techo de la sala de calderas. Dicho edificio, ubicado al norte de la sala de calderas y a una distancia aproximada de 7 metros, proyecta sombras sobre la sala de calderas, las cuales inciden en el rendimiento del sistema. Mediante el modelamiento y posterior análisis de las sombras mediante el uso del software Autodesk ECOTECT Analysis (en su versión de prueba y distribución gratuita), se han determinado los periodos útiles en que es posible utilizar el sistema TSA y con ello se ha determinado un total de 2640 [h/año] distribuidas según la época del año (*ver tabla 8.2*)

Adicional al sistema TSA, se ha modelado un intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo para aprovechar el calor del manto ducto gases a chimenea, con el fin de aprovechar esta energía e incrementar aún más la temperatura del aire precalentado proveniente del sistema TSA. Esto trae consigo una disminución en la temperatura de los gases de escape, lo cual permite incrementar la eficiencia de las calderas y con ello, una disminución en el consumo de combustible. Se ha determinado un incremento adicional promedio de la temperatura del aire de 28°C en la caldera N°1 y 17°C en la caldera N°2 y una disminución promedio de la temperatura de los gases de escape de 18°C y 9°C respectivamente. Se debe destacar que la temperatura limite a la cual es posible disminuir la temperatura de los gases corresponde a la del punto de rocío ácido. (*ver tabla 6.1*).

Los incrementos en la temperatura del aire de ingreso a calderas y la disminución de la temperatura de gases de escape han permitido determinar una mejora en la eficiencia de las calderas, proyectando incrementos entre 0,6 - 2,4% en la caldera N°1 y entre 1,3 - 3,4% en la caldera N°2, dependiendo de si se utiliza solo aire precalentado en el sistema TSA o aire precalentado en el sistema TSA combinado con el intercambiador de calor. Los mayores incrementos se producen al utilizar esta ultima configuración, ello debido a que al reducir la temperatura de los gases de escape se reducen también las perdidas asociadas a esta energía no aprovechada.

Los ahorros asociados a la mejora en eficiencia corresponden a la disminución en el consumo de combustible, estos ahorros se encuentran directamente asociados al mantenimiento de las condiciones de operación de las calderas, es decir, producción de vapor y presión de vapor actuales. De esta manera, se ha determinado una disminución en el consumo de combustible entre 0,9 - 3,8 [kg/h] en el caso de la caldera N°1 y entre 2 - 5,7 [kg/h] en el caso de la caldera N°2. Esta variación en la disminución del consumo de combustible se encuentra también asociada a si se utiliza solo aire precalentado en el sistema TSA o aire precalentado en el sistema TSA combinado con el intercambiador de calor, siendo esta última configuración la que presenta mayores ahorros.

Desde el punto de vista económico, la implementación del sistema TSA para precalentamiento solar de aire de ingreso a calderas posee un costo de inversión de \$8.334.046 (2,48 UF/m²). Su implementación genera ahorros proyectados anuales correspondientes a:

	Caldera N°1	Caldera N°2
Sólo sistema TSA	\$722.672.-	\$8.184.000.-
Sistema TSA + IC	\$2.952.192.-	\$21.315.600.-

Realizada la evaluación económica para un horizonte de 10 años, se han obtenido los siguientes indicadores para las dos configuraciones evaluadas.

	Caldera N°1		Caldera N°2	
	Sólo Sistema TSA	Sistema TSA + IC	Sólo Sistema TSA	Sistema TSA + IC
VAN	- \$3.725.219	\$10.372.508	\$39.599.745	\$114.627.237
TIR	- 1,64%	33,99%	88,98%	220,70%
Payback	No recupera	3 años	2 años	1 año

Finalmente, a partir del análisis de los flujos de caja y los indicadores ahí expresados se determina que, si bien la implementación de un sistema de precalentamiento de aire de ingreso a calderas mediante el uso de energía solar es factible, este sistema por sí sólo no es viable económicamente para su utilización en la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5). Ello se explica debido a las diferencias existentes en el costo del Fuel Oil en comparación con el Gas Natural (\$310/kg $\frac{1}{8}$ US\$1,8/m³). El Fuel Oil al poseer un costo mucho menor, los ahorros no son tan considerables como lo es en el caso del Gas Natural, siendo prácticamente marginales frente a la inversión. Es por dicha razón que se vuelve inviable económicamente invertir en un sistema TSA para el precalentamiento del aire de ingreso en calderas que utilizan Fuel Oil como combustible.

De esta manera se determina que la mejor opción desde el punto de vista técnico - económico corresponde al sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas en combinación con el intercambiador de calor diseñado a partir del aprovechamiento del calor manto ducto gases a chimenea. Esta configuración permite lograr mayores incrementos en la temperatura del aire de combustión y a su vez, disminuir la temperatura de los gases de escape, lo cual trae consigo mayores incrementos en eficiencia y con ello mayores ahorros de combustible.

CONCLUSIONES

Durante el desarrollo del presente trabajo título, por medio del análisis técnico - económico desarrollado, se han determinado las principales condiciones requeridas para la implementación de un sistema de techo activo para el precalentamiento del aire de ingreso a calderas industriales. A partir de la situación actual de operación de las calderas del HCVB: producción de vapor media de 2000 [kg/h] y presión de vapor de 80 [psi], con eficiencias de 86% para la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5) y 79,2% para la caldera N°2 (combustible Gas Natural), se han determinado consumos de combustible actuales correspondientes a 144,14 [kg/h] y 139,19[kg/h] respectivamente. Estos valores se encuentran bastante cercanos al límite de consumo máximo de combustible de acuerdo a las especificaciones técnicas de las calderas, por lo cual la implementación del sistema TSA y los ahorros generados permiten otorgan una holgura y ahorro con respecto a este ítem.

El análisis de la implementación del sistema TSA representa una innovación dentro del área de las calderas industriales ya que aporta al proceso energía calórica limpia proveniente de la radiación solar. Por esta razón se consideró la implementación de un sistema de energía alternativa (ERNC) para el precalentamiento de aire de ingreso a calderas, ya que todo incremento de temperatura en el aire de ingreso representa ahorros potenciales, además, el uso del sistema TSA no presenta costos operacionales ya que utiliza la energía proveniente del sol y se aprovechan los ventiladores ya existentes en los quemadores de las calderas para generar el flujo de aire a través del techo solar activo.

Si bien en un análisis preliminar del estudio se considero un mayor aprovechamiento de la energía solar, durante un análisis más profundo se definieron límites operacionales, uno de ellos corresponde a la orientación de las superficies del techo, las cuales no son las condiciones más óptima (orientación Este - Oeste), existiendo pérdidas de radiación solar estimadas en un 15%. Estas pérdidas limitan los incrementos de temperatura al existir menos energía disponible.

Tomando en consideración dichas pérdidas a causa de la orientación, y por medio del uso de datos históricos de sistemas TSA instalados, principalmente en la industria agrícola, se obtuvieron ecuaciones que modelan el comportamiento del incremento de temperatura y reducción de humedad del aire respectivamente, en función de la radiación solar, determinándose incrementos entre 15 - 30°C por sobre la temperatura ambiente dependiendo de la época del año.

Se determino un flujo máximo de 1 [m³/s] para el área de techo útil de captación de energía posible de utilizar (128 [m²] divididos en dos superficies: 64[m²] orientación Este y 64 [m²] orientación Oeste). Dicho flujo cumple con creces los requerimiento de las calderas, las cuales utilizan un flujo de 0,62 [m³/s] para una correcta inyección de aire y posterior combustión. De ser necesario incrementar dicho flujo por sobre el flujo máximo determinado se requiere aumentar el área de TSA instalado, para ello se sugiere utilizar los techos colindantes a la sala de calderas, los cuales poseen una orientación norte con inclinación de 15°, sin embargo, la distancia existente entre estos techos y la zona donde se requiere el aire incrementarían las pérdidas de calor debido a la longitud de los ductos requeridos para canalizar el aire precalentado hacia el punto de utilización. Se debe realizar un análisis más profundo para este punto en caso de requerirse un incremento del área de techo solar activo.

De no ser posible el incremento del área del sistema TSA, las temperaturas alcanzadas por el aire son menores a las estimadas en el presente trabajo de título, ello debido al mayor flujo de aire por metro cuadrado de techo y al menor tiempo de residencia del aire dentro del sistema, ya que al tener un fluido que recorre a altas velocidades el área de captación no se produce una adecuada transferencia de calor desde el sistema TSA hacia el aire.

El tiempo de uso del sistema TSA se encuentra limitado por las horas de sol diarias y por las condiciones arquitectónicas de la zona donde se encuentra la sala de calderas, siendo el principal factor la presencia del edificio Torre Quirúrgica, el cual proyecta sombras sobre la sala de calderas. Se han modelado dichas sombras mediante el uso del software ECOTECH Analysis y se determinó un tiempo de uso del sistema TSA correspondiente a 2640 [h/año].

El diseño adicional de un intercambiador de calor de tubo doble a contraflujo para el aprovechamiento del calor manto ducto gases a chimenea permite incrementar aún más la temperatura del aire proveniente del sistema TSA y reducir la temperatura de los gases de escape, incrementando de esta forma la eficiencia. Se proyectan incrementos de eficiencia entre 0,6 - 2,4% en la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5) y entre 1,3 - 3,4% en la caldera N°2 (combustible Gas Natural), dependiendo de si se utiliza sólo aire precalentado proveniente del sistema TSA o aire precalentado proveniente del sistema TSA combinado con el intercambiador de calor, siendo esta última configuración la que presenta mejores resultados.

Del mismo modo, y como consecuencia de los incrementos de eficiencia, se proyecta una disminución en el consumo de combustible entre 0,9 - 3,8 [kg/h] en el caso de la caldera N°1 y entre 2 - 5,7 [kg/h] en el caso de la caldera N°2, dependiendo nuevamente del tipo de configuración en uso.

Mediante el uso combinado del sistema TSA e intercambiador de calor para el aprovechamiento del calor presente en el manto ducto gases a chimenea, se estima que por cada 20°C de reducción en la temperatura de dichos gases se obtiene un 1% de ahorro de combustible. La reducción de temperatura de los gases de escape se encuentra limitada por la temperatura del punto de rocío ácido, por lo cual la mínima temperatura en chimenea de dichos gases de escape corresponde a 160°C para los gases provenientes de la caldera N°1 (combustible Fuel Oil N°5) y 121°C para los gases provenientes de la caldera N°2 (combustible Gas Natural).

Además, el uso de aire precalentado incrementa la temperatura de la llama en la zona de combustión y se reducen los excesos de aire. Es importante destacar que un incremento en la temperatura de la llama genera un incremento en las emisiones de NO_x, por lo cual se debe mantener un control de dichas emisiones.

Finalmente, a partir de la evaluación económica, se determina que la utilización de un sistema TSA para precalentamiento de aire de ingreso a calderas no es viable por sí solo para ser utilizado en calderas que utilizan Fuel Oíl como combustible, sin embargo, sí lo es para ser utilizado en calderas que utilizan Gas Natural como combustible. Ello se debe al bajo costo del Fuel Oíl en comparación a los costos del Gas Natural, lo cual hace que los ahorros sean marginales frente a la inversión en un horizonte de 10 años. Lo que se busca es recuperar la inversión dentro de los primeros 2 - 3 años lo cual, para el caso del Fuel Oíl como combustible, no se cumple e incluso se tiene un horizonte de recuperación de la inversión superior al tiempo de evaluación del proyecto.

La utilización del sistema TSA en conjunto con el intercambiador de calor resulta ser la mejor opción desde el punto de vista técnico y económico, tanto para calderas de Fuel Oíl como para calderas a Gas Natural.

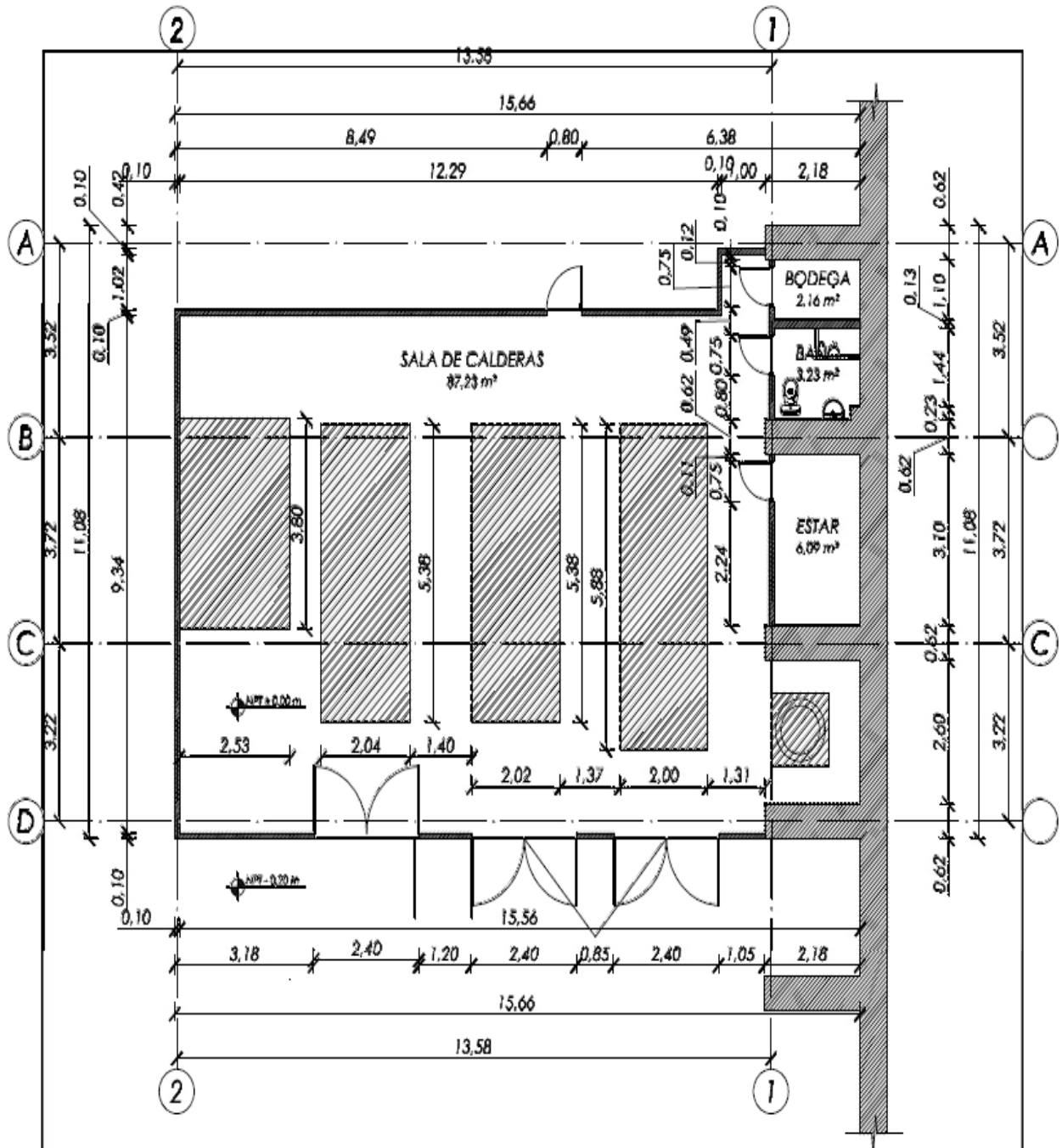
BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS

- [1] MOORE, Leslie, ROCHA, Rodrigo y LARA SERRANO, Rodrigo. Insolación exportable: Chile podría abastecer 10% a 20% de toda la energía eléctrica sudamericana. [en línea] América economía. 12 de enero, 2015
<<http://www.americaeconomia.com/negocios-industrias/insolacion-exportable-chile-podria-abastecer-10-20-de-toda-la-energia-electrica-&ct=ga>> [consulta: 21 diciembre 2015]
- [2] Ley N°20.365. Ministerio de Hacienda. Norma técnica que determina algoritmo para la verificación de la contribución solar mínima de los Sistemas Solares Térmicos. Diario Oficial de la República de Chile. Santiago, 19 de Agosto de 2009.
- [3] SARMIENTO, Pedro. Apuntes ramo Heliotecnia. Valparaíso, UTFSM, 2010.
- [4] CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. Termodinámica. 7ª ed. México, McGraw-Hill / Interamericana Editores, 2012.
- [5] PRENZEL, Christopher. Evaluación teórico-experimental del modulo de techo activo para precalentamiento solar de aire de uso industrial. Tesis (Ing. Civil Mecánico). Valparaíso, UTFSM, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2014.
- [6] Decreto N°10. Ministerio de Salud, Subsecretaría de Salud Pública. Reglamento de calderas, autoclaves y equipos que utilizan vapor de agua. Diario Oficial de la República de Chile. Santiago, 19 de Octubre de 2013.
- [7] JUNTA de Castilla y León. Mejoras horizontales de ahorro y eficiencia energética en el sector industrial: Energía térmica. Castilla y León. España, 2009.

- [8] SANZ DEL AMO, Manuel y PATIÑO, María Rosario. Manual práctico del operador de calderas industriales. 1ª ed. España, Paraninfo, 2014.
- [9] ESPINOZA, Jaime. Apuntes ramo Instalación y Economía de Plantas de Fuerza. Valparaíso. UTFSM, 2011.
- [10] MEJIA Rojas, Moisés y SANCHEZ Mejía, Julián. Simulador básico para la puesta en marcha y operación de calderas de tipo tubular. Tesis (Ing. Mecánico). Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2010.
- [11] SISTEMA de Información Nacional de Calidad de Aire, Ministerio del Medio Ambiente. [en línea] Santiago, Chile.
<<http://sinca.mma.gob.cl/index.php/region/index/id/V>> [consulta: 16 abril 2016]
- [12] AGENCIA Chilena de Eficiencia Energética. Programa de eficiencia energética en edificios públicos: Hospital Carlos Van Buren. Valparaíso. Chile, 2016.
- [13] CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. 4ª ed. México, McGraw-Hill / Interamericana Editores, 2011.

ANEXOS

ANEXO A. PLANO PLANTA SALA DE CALDERAS



PLANTA ARQUITECTURA SITUACIÓN ACTUAL

ESC. 1:100

ANEXO B. CÁLCULOS CONSUMO COMBUSTIBLE CALDERAS

B.1. Consumo combustible caldera N°1 Fuel Oil N°5

Presión de trabajo	: 80 [psi] \approx 5,60 [kg/cm ²]
Consumo máximo combustible	: 175 [kg/h]
$Q_{\text{comb.}} = H_{\text{inf}} \text{ F.O. N}^{\circ}5$: 10340 [kcal/kg]
Temperatura agua alimentación	: 16,1°C (temperatura media anual red)
Eficiencia actual (η)	: 86%
Producción de vapor media (P_v)	: 2000 [kg/h]
Entalpia del vapor (h_v)	: 657,04 [kcal/kg]
Entalpia agua alimentación (h_f)	: 16,17 [kcal/kg]

Mediante uso del método directo, se obtiene:

$$b = \frac{2000 \left[\frac{kg}{h} \right] * (657,04 - 16,17) \left[\frac{kcal}{kg} \right]}{0,86 * 10340 \left[\frac{kcal}{kg} \right]} = 144,14 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Por lo tanto, se tiene un consumo actual de 144,44 [kg/h] de Fuel Oil N°5 en la Caldera N°1

B.2. Consumo combustible caldera N°2 Gas Natural

Presión de trabajo	: 80 [psi] \approx 5,60 [kg/cm ²]
Consumo máximo combustible	: 140 [kg/h]
$Q_{\text{comb.}} = H_{\text{inf}}$ Gas Natural	: 8720 [kcal/m ³]
Densidad Gas Natural (ρ)	: 0,75 [kg/m ³]
Temperatura agua alimentación	: 16,1°C (temperatura media anual red)
Eficiencia actual (η)	: 79,2%
Producción de vapor media (P_v)	: 2000 [kg/h]
Entalpia del vapor (h_v)	: 657,04 [kcal/kg]
Entalpia agua alimentación (h_f)	: 16,17 [kcal/kg]

Mediante uso del método directo, se obtiene:

$$b = \frac{2000 \left[\frac{kg}{h} \right] * (657,04 - 16,17) \left[\frac{kcal}{kg} \right]}{0,792 * 8720 \left[\frac{kcal}{m^3} \right]} = 185,59 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 0,75 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \approx 139,19 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Por lo tanto, se tiene un consumo actual de 139,19 [kg/h] de Gas Natural en la Caldera N°2

ANEXO C. DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR ORIENTACIÓN TECHO SALA CALDERAS

La determinación de pérdidas de energía por orientación techo sala de calderas (orientación Este - Oeste), se ha determinado a partir de los datos presentes en los registros del Explorador de Energía Solar.

Se han determinado los siguientes valores de media anual de radiación para el periodo comprendido entre los años 2004 - 2015, para la ubicación de la sala de calderas (georreferenciación: *Latitud: -33.051527, Longitud: -71.610820*) e inclinación del sistema de colección de 15° respecto a la horizontal.

Radiación Solar Azimut 0° (Situación ideal, orientación Norte)

Latitud	-33.0515°	Longitud	-71.6111°	Altura	35 msnm
Tipo de Panel:	Orientacion Fija	Inclinación:	15°	Acimut:	0°

Ciclo Anual de la Radiación

Radiación incidente en plano horizontal

	Promedio Anual	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa (kWh/m ² /dia)	3.73	5.64	4.92	4.12	2.95	1.83	1.63	1.81	2.38	3.52	4.68	5.43	5.87
Difusa (kWh/m ² /dia)	1.11	1.43	1.31	1.13	0.96	0.81	0.69	0.74	0.92	1.13	1.31	1.42	1.43
Global (kWh/m ² /dia)	4.84	7.07	6.23	5.24	3.91	2.64	2.32	2.55	3.3	4.65	6.0	6.84	7.3

Radiación incidente en panel

	Promedio Anual	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa (kWh/m ² /dia)	4.11	5.54	5.09	4.61	3.63	2.48	2.33	2.52	3.02	4.07	4.97	5.41	5.68
Difusa (kWh/m ² /dia)	1.09	1.4	1.29	1.11	0.94	0.8	0.68	0.73	0.91	1.11	1.29	1.39	1.4
Suelo (kWh/m ² /dia)	0.02	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03
Global (kWh/m ² /dia)	5.22	6.98	6.4	5.73	4.59	3.29	3.02	3.26	3.94	5.2	6.28	6.83	7.11

Radiación Solar Azimut 90° (orientación Este)

Latitud	-33.0515°	Longitud	-71.6111°	Altura	35 msnm
Tipo de Panel:	Orientacion Fija	Inclinación:	15°	Acimut:	90°

Ciclo Anual de la Radiación

Radiación incidente en plano horizontal

	Promedio Anual	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa (kWh/m²/dia)	3.73	5.64	4.92	4.12	2.95	1.83	1.63	1.81	2.38	3.52	4.68	5.43	5.87
Difusa (kWh/m²/dia)	1.11	1.43	1.31	1.13	0.96	0.81	0.69	0.74	0.92	1.13	1.31	1.42	1.43
Global (kWh/m²/dia)	4.84	7.07	6.23	5.24	3.91	2.64	2.32	2.55	3.3	4.65	6.0	6.84	7.3

Radiación incidente en panel

	Promedio Anual	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa (kWh/m²/dia)	3.52	5.23	4.56	3.85	2.79	1.73	1.56	1.76	2.29	3.37	4.46	5.13	5.51
Difusa (kWh/m²/dia)	1.09	1.4	1.29	1.11	0.94	0.8	0.68	0.73	0.91	1.11	1.29	1.39	1.4
Suelo (kWh/m²/dia)	0.02	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03
Global (kWh/m²/dia)	4.63	6.67	5.88	4.98	3.75	2.54	2.25	2.5	3.21	4.5	5.77	6.55	6.95

Radiación Solar Azimut 270° (Orientación Oeste)

Latitud	-33.0515°	Longitud	-71.6111°	Altura	35 msnm
Tipo de Panel:	Orientacion Fija	Inclinación:	15°	Acimut:	-90°

Ciclo Anual de la Radiación

Radiación incidente en plano horizontal

	Promedio Anual	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa (kWh/m²/día)	3.73	5.64	4.92	4.12	2.95	1.83	1.63	1.81	2.38	3.52	4.68	5.43	5.87
Difusa (kWh/m²/día)	1.11	1.43	1.31	1.13	0.96	0.81	0.69	0.74	0.92	1.13	1.31	1.42	1.43
Global (kWh/m²/día)	4.84	7.07	6.23	5.24	3.91	2.64	2.32	2.55	3.3	4.65	6.0	6.84	7.3

Radiación incidente en panel

	Promedio Anual	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Directa (kWh/m²/día)	3.72	5.69	4.97	4.15	2.95	1.84	1.62	1.77	2.34	3.47	4.62	5.38	5.86
Difusa (kWh/m²/día)	1.09	1.4	1.29	1.11	0.94	0.8	0.68	0.73	0.91	1.11	1.29	1.39	1.4
Suelo (kWh/m²/día)	0.02	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03
Global (kWh/m²/día)	4.83	7.12	6.28	5.28	3.91	2.65	2.31	2.51	3.26	4.6	5.94	6.8	7.3

A partir de esta información, y tomando como situación base la orientación ideal para el sistema TSA (Orientación Norte, Azimut 0°), y los niveles de radiación para dicha orientación, se han determinado las siguientes pérdidas:

- Pérdida de radiación por orientación Este : 11,3%
- Pérdida de radiación por orientación Oeste : 7,5%

Debido a que dichas pérdidas pueden variar año a año dependiendo de diversos factores climáticos, se ha determinado un valor más conservador para considerar dichas variaciones futuras. De esta manera se estiman dichas pérdidas en un 15% para ambos casos.

ANEXO D. TABLAS CÁLCULOS SOLARIMÉTRICOS

ENERO (n = 16)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{\text{meteo.}}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	6,58	-81,36	0,31	0,24	442,29	1592,24	357,48	1286,93	0,78	0,81	227,79	0,67	826,31	193,18	1023,87	241,75
09:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	7,58	-66,36	0,51	0,47	718,66	2587,18	508,77	1831,57	0,92	0,71	502,56	0,51	1217,87	476,80	1700,91	401,60
10:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	8,58	-51,36	0,68	0,67	964,91	3473,68	657,77	2367,97	0,97	0,68	764,12	0,46	1558,93	747,24	2314,24	546,42
11:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	9,58	-36,36	0,83	0,83	1164,26	4191,34	839,81	3023,32	1,00	0,72	755,11	0,54	2267,74	749,12	3027,16	714,75
12:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	10,58	-21,36	0,92	0,94	1303,12	4691,24	950,71	3422,56	1,01	0,73	802,94	0,56	2656,63	803,24	3471,53	819,67
13:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	11,58	-6,36	0,97	0,99	1372,03	4939,31	953,81	3433,72	1,02	0,70	1022,79	0,49	2459,54	1023,94	3495,18	825,25
14:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	12,58	8,64	0,97	0,99	1366,29	4918,66	912,55	3285,18	1,02	0,67	1143,45	0,44	2183,90	1142,25	3337,34	787,98
15:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	13,58	23,64	0,91	0,92	1286,30	4630,69	785,52	2827,87	1,01	0,61	1282,01	0,33	1565,28	1272,83	2847,74	672,38
16:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	14,58	38,64	0,81	0,80	1137,50	4095,02	616,52	2219,47	1,00	0,54	1286,70	0,23	929,63	1268,78	2205,97	520,85
17:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	15,58	53,64	0,66	0,64	930,04	3348,15	407,26	1466,14	0,97	0,44	1130,79	0,10	323,91	1109,60	1438,50	339,65
18:30	-21,10	-106,44	14,79	-8,99	16,58	68,64	0,48	0,43	678,06	2441,00	182,00	655,20	0,90	0,27	611,41	0,02	39,56	600,12	641,91	151,56

FEBRERO (n = 47)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	6,49	-82,67	0,23	0,19	316,39	1139,02	321,48	1157,33	0,83	1,02	204,85	0,84	789,29	174,93	968,16	228,59
09:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	7,49	-67,67	0,43	0,42	604,39	2175,81	444,14	1598,90	0,97	0,73	359,54	0,57	1207,53	351,65	1564,63	369,43
10:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	8,49	-52,67	0,62	0,63	862,84	3106,23	579,97	2087,89	1,02	0,67	710,35	0,44	1408,19	710,62	2125,93	501,96
11:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	9,49	-37,67	0,77	0,80	1074,13	3866,88	744,83	2681,39	1,04	0,69	807,36	0,48	1957,04	817,61	2783,78	657,28
12:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	10,49	-22,67	0,88	0,92	1223,86	4405,91	891,82	3210,55	1,06	0,73	758,35	0,56	2587,84	775,97	3374,75	796,82
13:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	11,49	-7,67	0,93	0,99	1301,83	4686,59	948,10	3413,16	1,06	0,73	808,79	0,56	2760,75	829,65	3602,04	850,48
14:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	12,49	7,33	0,93	0,99	1302,72	4689,80	912,28	3284,21	1,06	0,70	947,40	0,50	2477,24	967,67	3456,10	816,02
15:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	13,49	22,33	0,88	0,93	1226,48	4415,31	809,21	2913,16	1,06	0,66	1057,46	0,42	1958,65	1071,68	3040,25	717,84
16:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	14,49	37,33	0,77	0,81	1078,29	3881,84	622,41	2240,68	1,04	0,58	1153,76	0,28	1135,44	1154,03	2297,11	542,37
17:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	15,49	52,33	0,62	0,64	868,26	3125,73	393,69	1417,28	1,02	0,45	1052,61	0,12	373,04	1039,59	1417,46	334,68
18:30	-12,95	-106,44	45,37	-14,24	16,49	67,33	0,44	0,43	610,70	2198,51	153,66	553,18	0,98	0,25	518,52	0,02	33,82	509,63	545,34	128,76

MARZO (n = 75)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	6,57	-81,45	0,15	0,19	203,34	732,02	178,50	642,60	1,05	0,88	113,74	0,72	553,20	116,98	672,38	158,76
09:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	7,57	-66,45	0,36	0,42	492,94	1774,58	304,91	1097,68	1,10	0,62	481,73	0,35	676,26	492,74	1172,74	276,90
10:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	8,57	-51,45	0,54	0,63	751,11	2703,99	477,72	1719,79	1,11	0,64	699,48	0,38	1132,98	721,21	1860,05	439,18
11:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	9,57	-36,45	0,70	0,79	960,25	3456,91	631,87	2274,73	1,12	0,66	833,09	0,42	1608,35	864,99	2481,09	585,81
12:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	10,57	-21,45	0,80	0,89	1106,12	3982,03	746,06	2685,82	1,12	0,67	902,30	0,45	1994,16	941,54	2944,85	695,31
13:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	11,57	-6,45	0,86	0,94	1178,77	4243,56	763,42	2748,31	1,12	0,65	1059,02	0,40	1890,49	1098,37	2998,23	707,91
14:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	12,57	8,55	0,85	0,92	1173,24	4223,67	688,68	2479,25	1,12	0,59	1232,04	0,30	1395,66	1260,55	2664,67	629,16
15:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	13,57	23,55	0,79	0,84	1089,93	3923,74	582,29	2096,24	1,12	0,53	1245,14	0,22	951,42	1260,36	2218,92	523,91
16:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	14,57	38,55	0,68	0,69	934,49	3364,18	414,88	1493,57	1,12	0,44	1135,28	0,11	399,54	1131,91	1536,54	362,79
17:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	15,57	53,55	0,52	0,51	717,54	2583,14	229,50	826,20	1,11	0,32	760,40	0,03	72,99	749,89	825,70	194,96
18:30	-2,42	-106,44	72,99	-9,36	16,57	68,55	0,33	0,28	453,85	1633,85	57,06	205,42	1,09	0,13	198,99	0,00	7,04	195,68	203,42	48,03

ABRIL (n = 106)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	6,73	-79,10	0,06	0,12	85,95	309,43	167,83	604,19	1,96	1,95	106,94	1,61	975,24	273,25	1250,55	295,27
09:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	7,73	-64,10	0,27	0,36	363,13	1307,28	338,62	1219,03	1,33	0,93	215,77	0,77	1334,41	269,57	1608,14	379,70
10:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	8,73	-49,10	0,45	0,56	607,01	2185,23	494,79	1781,24	1,25	0,82	315,28	0,67	1834,56	366,69	2207,32	521,17
11:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	9,73	-34,10	0,59	0,72	800,96	2883,47	557,28	2006,21	1,22	0,70	595,44	0,49	1725,48	655,25	2387,56	563,73
12:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	10,73	-19,10	0,69	0,83	931,78	3354,40	620,07	2232,25	1,21	0,67	786,95	0,43	1749,71	850,73	2608,05	615,79
13:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	11,73	-4,10	0,73	0,88	990,54	3565,94	629,31	2265,52	1,21	0,64	924,35	0,38	1617,57	986,18	2611,46	616,60
14:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	12,73	10,90	0,72	0,87	973,24	3503,66	583,48	2100,53	1,21	0,60	995,39	0,32	1334,31	1048,89	2390,35	564,39
15:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	13,73	25,90	0,65	0,79	881,06	3171,82	465,93	1677,35	1,22	0,53	1013,04	0,21	807,14	1045,02	1857,87	438,66
16:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	14,73	40,90	0,53	0,66	720,28	2593,02	251,47	905,29	1,23	0,35	826,59	0,03	97,04	818,78	918,91	216,96
17:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	15,73	55,90	0,37	0,47	501,86	1806,71	75,83	272,99	1,28	0,15	262,72	0,01	13,11	258,68	272,71	64,39
18:30	9,78	-106,44	103,56	0,02	16,73	70,90	0,18	0,25	240,69	866,48	5,72	20,59	1,43	0,02	20,47	0,00	0,17	20,12	20,37	4,81

MAYO (n = 136)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	6,79	-78,13	-0,01	0,08	-19,80	-71,27	52,13	187,67	5,65	-2,63	310,71	1,73	695,60	3254,39	2558,15	-604,01
09:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	7,79	-63,13	0,18	0,31	240,64	866,30	238,90	860,04	1,69	0,99	152,23	0,82	1198,16	237,92	1439,00	339,77
10:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	8,79	-48,13	0,35	0,50	468,50	1686,60	386,45	1391,22	1,42	0,82	246,25	0,68	1627,19	315,30	1947,24	459,76
11:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	9,79	-33,13	0,49	0,65	648,26	2333,73	485,42	1747,51	1,34	0,75	348,10	0,60	1877,49	417,03	2300,48	543,17
12:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	10,79	-18,13	0,58	0,75	767,67	2763,60	527,29	1898,24	1,31	0,69	594,44	0,47	1707,18	675,85	2389,50	564,19
13:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	11,79	-3,13	0,61	0,80	818,58	2946,90	505,03	1818,11	1,30	0,62	803,24	0,34	1317,80	876,84	2200,83	519,64
14:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	12,79	11,87	0,60	0,78	797,54	2871,15	423,23	1523,63	1,30	0,53	915,04	0,21	792,88	961,49	1759,57	415,45
15:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	13,79	26,87	0,53	0,70	705,97	2541,50	305,58	1100,09	1,32	0,43	858,68	0,09	319,79	871,92	1195,46	282,26
16:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	14,79	41,87	0,41	0,57	550,12	1980,43	106,58	383,69	1,38	0,19	365,18	0,01	25,52	360,31	387,13	91,41
17:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	15,79	56,87	0,26	0,39	340,60	1226,17	22,42	80,71	1,53	0,07	79,39	0,00	2,02	78,08	80,38	18,98
18:30	19,03	-106,44	133,15	3,93	16,79	71,87	0,07	0,18	91,70	330,11	0,23	0,83	2,60	0,00	0,83	0,00	0,00	0,81	0,82	0,19

JUNIO (n = 167)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	6,72	-79,17	-0,07	0,04	-94,71	-340,94	29,57	106,45	-0,58	-0,31	114,73	0,02	4,76	108,43	113,56	26,81
09:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	7,72	-64,17	0,12	0,26	157,48	566,94	191,07	687,85	2,16	1,21	121,75	1,00	1224,08	263,05	1489,47	351,68
10:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	8,72	-49,17	0,29	0,45	379,45	1366,04	362,07	1303,45	1,56	0,95	230,71	0,79	1674,51	331,50	2010,45	474,69
11:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	9,72	-34,17	0,42	0,60	556,08	2001,89	450,87	1623,13	1,43	0,81	287,29	0,67	1904,18	367,23	2276,94	537,61
12:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	10,72	-19,17	0,51	0,70	675,33	2431,18	480,70	1730,52	1,37	0,71	462,54	0,52	1742,27	549,00	2297,17	542,39
13:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	11,72	-4,17	0,55	0,75	729,06	2624,63	456,53	1643,51	1,36	0,63	698,19	0,36	1282,21	780,20	2068,01	488,28
14:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	12,72	10,83	0,54	0,73	713,63	2569,07	398,37	1434,13	1,36	0,56	788,57	0,25	878,73	850,08	1733,70	409,35
15:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	13,72	25,83	0,48	0,66	630,08	2268,28	287,00	1033,20	1,39	0,46	763,41	0,12	375,34	787,48	1166,35	275,39
16:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	14,72	40,83	0,37	0,54	484,10	1742,77	110,07	396,25	1,47	0,23	373,82	0,01	32,95	369,79	404,09	95,41
17:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	15,72	55,83	0,22	0,37	285,65	1028,34	15,20	54,72	1,70	0,05	53,99	0,00	1,23	53,10	54,52	12,87
18:30	23,35	-106,44	163,73	-0,24	16,72	70,83	0,04	0,16	48,24	173,68	0,00	0,00	4,49	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

JULIO (n = 197)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	6,63	-80,59	-0,07	0,03	-93,76	-337,54	32,10	115,56	-0,45	-0,34	125,41	0,03	4,45	118,02	122,87	29,01
09:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	7,63	-65,59	0,12	0,25	164,06	590,60	153,39	552,20	2,04	0,93	97,74	0,77	927,38	175,62	1104,88	260,87
10:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	8,63	-50,59	0,30	0,45	392,80	1414,06	334,29	1203,44	1,51	0,85	213,01	0,70	1498,37	288,44	1790,91	422,85
11:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	9,63	-35,59	0,44	0,61	576,87	2076,74	429,10	1544,76	1,39	0,74	321,83	0,59	1702,40	393,88	2101,54	496,20
12:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	10,63	-20,59	0,53	0,72	703,74	2533,46	486,58	1751,69	1,35	0,69	533,89	0,48	1638,67	617,86	2262,50	534,20
13:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	11,63	-5,59	0,58	0,77	764,75	2753,11	468,00	1684,80	1,33	0,61	759,83	0,34	1229,06	835,15	2069,95	488,74
14:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	12,63	9,41	0,57	0,76	755,75	2720,71	391,26	1408,54	1,33	0,52	879,51	0,19	704,16	924,06	1633,02	385,57
15:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	13,63	24,41	0,51	0,69	677,35	2438,48	279,45	1006,02	1,35	0,41	822,81	0,08	248,03	831,72	1083,18	255,75
16:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	14,63	39,41	0,40	0,57	534,90	1925,64	124,37	447,73	1,41	0,23	421,81	0,01	36,61	417,06	455,20	107,48
17:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	15,63	54,41	0,26	0,40	338,10	1217,15	25,50	91,80	1,57	0,08	90,08	0,00	2,71	88,62	91,64	21,64
18:30	21,35	-106,44	193,32	-5,90	16,63	69,41	0,08	0,20	100,36	361,28	0,47	1,69	2,62	0,00	1,69	0,00	0,01	1,66	1,67	0,39

AGOSTO (n = 228)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	6,65	-80,28	0,01	0,08	14,25	51,31	81,94	294,98	7,86	5,75	52,21	4,73	1908,12	1750,25	3659,37	864,02
09:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	7,65	-65,28	0,21	0,31	285,42	1027,52	226,16	814,18	1,47	0,79	144,11	0,65	985,10	187,44	1175,31	277,50
10:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	8,65	-50,28	0,39	0,52	525,61	1892,18	388,23	1397,63	1,32	0,74	304,56	0,58	1439,24	358,09	1802,09	425,49
11:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	9,65	-35,28	0,54	0,68	718,43	2586,35	468,60	1686,96	1,27	0,65	635,73	0,41	1332,69	698,49	2036,93	480,94
12:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	10,65	-20,28	0,64	0,80	850,76	3062,74	493,23	1775,63	1,25	0,58	906,03	0,28	1084,39	958,51	2048,96	483,78
13:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	11,65	-5,28	0,68	0,85	913,57	3288,87	441,03	1587,71	1,24	0,48	1093,51	0,15	612,43	1116,99	1734,84	409,61
14:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	12,65	9,72	0,68	0,84	902,59	3249,33	384,07	1382,65	1,24	0,43	1097,89	0,09	353,26	1103,97	1461,93	345,18
15:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	13,65	24,72	0,61	0,77	818,56	2946,83	311,84	1122,62	1,25	0,38	983,46	0,05	174,16	979,17	1157,15	273,22
16:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	14,65	39,72	0,50	0,64	667,21	2401,97	163,53	588,71	1,28	0,25	552,78	0,01	45,92	545,80	593,72	140,18
17:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	15,65	54,72	0,34	0,46	458,86	1651,88	47,03	169,31	1,34	0,10	164,99	0,00	5,80	162,33	168,71	39,83
18:30	13,45	-106,44	223,89	-4,69	16,65	69,72	0,16	0,25	207,69	747,69	3,00	10,80	1,60	0,01	10,76	0,00	0,06	10,58	10,68	2,52

SEPTIEMBRE (n = 259)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	6,81	-77,86	0,16	0,19	215,35	775,25	248,90	896,04	1,20	1,16	158,60	0,95	881,87	188,01	1072,94	253,33
09:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	7,81	-62,86	0,36	0,42	494,37	1779,74	409,43	1473,95	1,16	0,83	260,89	0,68	1408,52	288,13	1701,67	401,78
10:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	8,81	-47,86	0,54	0,63	738,11	2657,20	581,57	2093,65	1,15	0,79	370,58	0,65	1985,47	404,95	2397,56	566,09
11:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	9,81	-32,86	0,69	0,79	929,95	3347,84	672,83	2422,19	1,15	0,72	595,24	0,55	2098,40	638,89	2745,55	648,25
12:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	10,81	-17,86	0,78	0,89	1056,83	3804,58	719,23	2589,23	1,15	0,68	840,93	0,46	2005,07	889,94	2903,84	685,63
13:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	11,81	-2,86	0,82	0,94	1110,09	3996,31	680,83	2450,99	1,15	0,61	1099,28	0,34	1549,42	1141,27	2699,04	637,27
14:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	12,81	12,14	0,80	0,92	1086,10	3909,96	614,07	2210,65	1,15	0,57	1186,42	0,26	1174,31	1217,04	2398,89	566,40
15:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	13,81	27,14	0,73	0,84	986,50	3551,42	482,70	1737,72	1,15	0,49	1175,88	0,16	644,86	1186,51	1837,28	433,80
16:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	14,81	42,14	0,60	0,69	818,08	2945,10	324,47	1168,09	1,15	0,40	989,63	0,06	205,33	982,81	1192,12	281,47
17:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	15,81	57,14	0,44	0,51	592,32	2132,35	131,67	474,01	1,16	0,22	447,77	0,01	30,35	441,10	473,07	111,70
18:30	1,81	-106,44	254,47	5,02	16,81	72,14	0,24	0,28	324,59	1168,54	14,57	52,45	1,18	0,04	51,87	0,00	0,69	50,99	51,85	12,24

OCTUBRE (n = 289)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	6,97	-75,45	0,30	0,29	415,67	1496,42	386,97	1393,09	0,96	0,93	246,58	0,77	1097,46	237,51	1339,72	316,32
09:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	7,97	-60,45	0,50	0,52	690,87	2487,13	562,16	2023,78	1,03	0,81	358,21	0,67	1711,81	362,85	2081,56	491,48
10:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	8,97	-45,45	0,67	0,71	927,85	3340,25	718,90	2588,04	1,05	0,77	458,08	0,64	2247,07	471,32	2727,21	643,92
11:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	9,97	-30,45	0,81	0,86	1110,46	3997,64	811,16	2920,18	1,07	0,73	680,18	0,56	2392,39	701,02	3103,36	732,74
12:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	10,97	-15,45	0,89	0,96	1226,25	4414,50	876,35	3154,86	1,07	0,71	826,66	0,53	2501,17	852,40	3364,32	794,35
13:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	11,97	-0,45	0,92	0,99	1267,34	4562,42	853,74	3073,46	1,08	0,67	1037,26	0,45	2191,45	1062,77	3264,69	770,83
14:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	12,97	14,55	0,89	0,96	1230,92	4431,33	749,84	2699,42	1,07	0,61	1231,29	0,33	1577,54	1247,66	2834,40	669,23
15:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	13,97	29,55	0,81	0,87	1119,49	4030,15	627,40	2258,64	1,07	0,56	1232,76	0,25	1096,22	1238,62	2342,54	553,10
16:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	14,97	44,55	0,68	0,72	940,62	3386,23	431,71	1554,16	1,06	0,46	1138,43	0,12	439,03	1129,25	1573,58	371,54
17:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	15,97	59,55	0,51	0,53	706,51	2543,44	229,71	826,96	1,03	0,33	760,01	0,03	68,97	748,00	819,79	193,56
18:30	-9,97	-106,44	284,05	14,62	16,97	74,55	0,31	0,30	433,12	1559,23	53,13	191,27	0,96	0,12	185,43	0,00	5,63	182,25	188,54	44,52

NOVIEMBRE (n = 320)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	6,98	-75,37	0,38	0,33	532,27	1916,16	452,07	1627,45	0,87	0,85	288,06	0,70	1158,84	259,44	1423,82	336,18
09:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	7,98	-60,37	0,57	0,55	799,62	2878,62	649,67	2338,81	0,96	0,81	413,97	0,67	1838,57	399,23	2245,77	530,25
10:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	8,98	-45,37	0,74	0,73	1029,72	3706,98	856,50	3083,40	1,00	0,83	545,76	0,68	2525,50	541,04	3077,04	726,52
11:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	9,98	-30,37	0,86	0,88	1206,88	4344,78	1000,27	3600,97	1,02	0,83	637,37	0,68	3009,95	640,72	3662,93	864,86
12:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	10,98	-15,37	0,94	0,97	1319,05	4748,58	1061,45	3821,22	1,03	0,80	676,36	0,66	3225,79	683,99	3922,80	926,22
13:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	11,98	-0,37	0,97	1,00	1358,57	4890,84	1043,87	3757,93	1,03	0,77	665,15	0,63	3182,13	673,14	3868,07	913,30
14:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	12,98	14,63	0,95	0,97	1322,74	4761,87	938,30	3377,88	1,03	0,71	918,03	0,52	2523,89	922,82	3458,22	816,52
15:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	13,98	29,63	0,87	0,88	1214,02	4370,46	779,40	2805,84	1,02	0,64	1110,32	0,39	1723,21	1105,78	2838,56	670,21
16:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	14,98	44,63	0,74	0,74	1039,80	3743,29	565,80	2036,88	1,00	0,54	1172,79	0,23	861,12	1156,50	2024,55	478,02
17:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	15,98	59,63	0,58	0,56	811,97	2923,10	329,27	1185,37	0,96	0,41	984,86	0,07	192,07	966,39	1162,50	274,48
18:30	-19,38	-106,44	314,63	14,96	16,98	74,63	0,39	0,34	546,05	1965,77	91,53	329,51	0,87	0,17	315,75	0,01	11,99	310,13	323,25	76,32

DICIEMBRE (n = 350)

Hora [h]	δ [°]	Desfase [min]	B [°]	E_T [min]	TSV [h]	ω [°]	Cos θ_z	Cos i	G_0 [W/m ²]	I_0 [kJ/m ²]	$G_{meteo.}$ [W/m ²]	I [kJ/m ²]	R_b [-]	K_T [-]	I_d [kJ/m ²]	A_i [-]	I_D [kJ/m ²]	I_{DIF} [kJ/m ²]	I_T [kJ/m ²]	G_T [W/m ²]
08:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	6,80	-77,99	0,38	0,30	530,63	1910,26	442,77	1593,97	0,81	0,83	282,13	0,69	1061,20	243,61	1310,24	309,36
09:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	7,80	-62,99	0,57	0,52	797,50	2870,99	647,35	2330,46	0,92	0,81	412,49	0,67	1760,36	387,51	2155,82	509,01
10:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	8,80	-47,99	0,73	0,71	1030,80	3710,88	859,84	3095,42	0,97	0,83	547,89	0,69	2463,03	532,49	3006,07	709,77
11:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	9,80	-32,99	0,86	0,85	1214,64	4372,70	1007,55	3627,18	0,99	0,83	642,01	0,68	2961,83	635,11	3609,31	852,20
12:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	10,80	-17,99	0,95	0,95	1336,49	4811,35	1046,35	3766,86	1,01	0,78	666,73	0,64	3116,07	664,90	3793,81	895,76
13:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	11,80	-2,99	0,98	0,99	1388,04	4996,93	1038,94	3740,18	1,01	0,75	747,17	0,60	3022,77	746,51	3782,03	892,98
14:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	12,80	12,01	0,97	0,98	1365,78	4916,80	973,55	3504,78	1,01	0,71	930,23	0,52	2594,92	926,53	3533,40	834,28
15:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	13,80	27,01	0,90	0,90	1271,23	4576,42	830,32	2989,15	1,00	0,65	1121,47	0,41	1864,90	1109,48	2984,56	704,69
16:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	14,80	42,01	0,79	0,77	1110,83	3998,98	640,48	2305,73	0,98	0,58	1189,97	0,28	1092,21	1168,35	2268,42	535,60
17:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	15,80	57,01	0,64	0,60	895,51	3223,84	435,19	1566,68	0,94	0,49	1069,76	0,15	467,87	1044,70	1517,91	358,39
18:30	-23,37	-106,44	344,22	4,48	16,80	72,01	0,45	0,39	639,95	2303,81	186,52	671,47	0,86	0,29	622,74	0,02	42,13	610,57	654,99	154,65

*Las filas destacadas en las tablas de los meses de Mayo, Junio, Julio, corresponden a horarios de evaluación incoherentes. Debido a que el día solar en invierno tiene menor duración (menos horas de sol), existen periodos donde la radiación calculada da valores negativos. Estos valores destacados no se han tomando en cuenta en el análisis y evaluación realizados.

ANEXO E. TABLAS CÁLCULOS DE CALOR Y ΔT EN TSA

ENERO (n = 16)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	30,94	19,00	20,12	16,3	36,4
09:30	51,41	29,31	20,74	25,1	45,8
10:30	69,94	37,11	21,35	31,8	53,1
11:30	91,49	44,32	22,43	37,9	60,4
12:30	104,92	47,81	23,33	40,9	64,2
13:30	105,63	47,98	23,79	41,1	64,8
14:30	100,86	46,84	24,6	40,1	64,7
15:30	86,07	42,70	24,47	36,5	61,0
16:30	66,67	35,84	24,43	30,7	55,1
17:30	43,47	25,53	24,21	21,8	46,1
18:30	19,40	12,39	22,8	10,6	33,4
Media	70,07	35,35	22,9	30,2	53,2
Min	19,40	12,39	20,1	10,6	33,4
Max	105,63	47,98	24,6	41,1	64,8

FEBRERO (n = 47)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	29,26	18,07	18,5	15,5	34,0
09:30	47,29	27,38	19,24	23,4	42,7
10:30	64,25	34,87	19,89	29,8	49,7
11:30	84,13	42,08	20,79	36,0	56,8
12:30	101,99	47,12	21,73	40,3	62,0
13:30	108,86	48,69	22,83	41,7	64,5
14:30	104,45	47,71	23,59	40,8	64,4
15:30	91,88	44,44	24	38,0	62,0
16:30	69,42	36,91	24,03	31,6	55,6
17:30	42,84	25,21	23,71	21,6	45,3
18:30	16,48	10,63	22,17	9,1	31,3
Media	69,17	34,83	21,9	29,8	51,7
Min	16,48	10,63	18,5	9,1	31,3
Max	108,86	48,69	24,0	41,7	64,5

MARZO (n = 75)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	20,32	12,94	16,87	11,1	27,9
09:30	35,44	21,42	18,48	18,3	36,8
10:30	56,21	31,48	19,38	26,9	46,3
11:30	74,98	38,98	20,26	33,3	53,6
12:30	89,00	43,59	21,13	37,3	58,4
13:30	90,61	44,07	21,59	37,7	59,3
14:30	80,53	40,90	22,07	35,0	57,1
15:30	67,06	35,99	22,37	30,8	53,2
16:30	46,44	26,97	22,17	23,1	45,2
17:30	24,95	15,64	21,55	13,4	34,9
18:30	6,15	4,10	19,78	3,5	23,3
Media	53,79	28,74	20,5	24,6	45,1
Min	6,15	4,10	16,9	3,5	23,3
Max	90,61	44,07	22,4	37,7	59,3

ABRIL (n = 106)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	37,79	22,65	13,15	19,4	32,5
09:30	48,60	28,01	16,09	24,0	40,1
10:30	66,71	35,86	17,39	30,7	48,1
11:30	72,16	37,94	17,98	32,5	50,4
12:30	78,82	40,32	18,88	34,5	53,4
13:30	78,92	40,36	19,85	34,5	54,4
14:30	72,24	37,97	20,94	32,5	53,4
15:30	56,15	31,45	21,24	26,9	48,1
16:30	27,77	17,24	19,93	14,8	34,7
17:30	8,24	5,46	19,06	4,7	23,7
18:30	0,62	0,42	18,11	0,4	18,5
Media	49,82	27,06	18,4	23,2	41,6
Min	0,62	0,42	13,2	0,4	18,5
Max	78,92	40,36	21,2	34,5	54,4

MAYO (n = 136)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	-77,31	-65,39	9,49	-55,9	-46,5
09:30	43,49	25,54	11,65	21,8	33,5
10:30	58,85	32,62	14,74	27,9	42,7
11:30	69,53	36,95	15,93	31,6	47,5
12:30	72,22	37,97	16,76	32,5	49,2
13:30	66,51	35,78	17,48	30,6	48,1
14:30	53,18	30,12	18,07	25,8	43,8
15:30	36,13	21,78	18,26	18,6	36,9
16:30	11,70	7,67	16,93	6,6	23,5
17:30	2,43	1,64	16,12	1,4	17,5
18:30	0,02	0,02	15,08	0,0	15,1
Media	41,41	23,01	15,5	19,7	35,8
Min	0,02	0,02	9,5	0,0	15,1
Max	72,22	37,97	18,3	32,5	49,2

JUNIO (n = 167)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	3,43	2,31	7,7	2,0	9,7
09:30	45,02	26,29	9,49	22,5	32,0
10:30	60,76	33,43	13,64	28,6	42,2
11:30	68,81	36,68	15,59	31,4	47,0
12:30	69,43	36,91	16,41	31,6	48,0
13:30	62,50	34,16	17,25	29,2	46,5
14:30	52,40	29,77	17,57	25,5	43,0
15:30	35,25	21,32	17,59	18,2	35,8
16:30	12,21	7,99	15,86	6,8	22,7
17:30	1,65	1,12	14,94	1,0	15,9
18:30	0,00	0,00	13,89	0,0	13,9
Media	40,80	22,77	15,2	19,5	34,7
Min	0,00	0,00	9,5	0,0	13,9
Max	69,43	36,91	17,6	31,6	48,0

JULIO (n = 197)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	3,71	2,50	8,01	2,1	10,1
09:30	33,39	20,33	9,45	17,4	26,8
10:30	54,13	30,55	12,52	26,1	38,7
11:30	63,51	34,57	14,29	29,6	43,9
12:30	68,38	36,51	13,85	31,2	45,1
13:30	62,56	34,18	15,04	29,2	44,3
14:30	49,35	28,36	14,27	24,3	38,5
15:30	32,74	19,98	15,89	17,1	33,0
16:30	13,76	8,95	14,46	7,7	22,1
17:30	2,77	1,87	14,01	1,6	15,6
18:30	0,05	0,03	12,86	0,0	12,9
Media	38,06	21,53	13,7	18,4	32,1
Min	0,05	0,03	9,5	0,0	12,9
Max	68,38	36,51	15,9	31,2	45,1

AGOSTO (n = 228)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	110,59	49,06	10,8	42,0	52,8
09:30	35,52	21,46	12,37	18,4	30,7
10:30	54,46	30,70	14,83	26,3	41,1
11:30	61,56	33,77	15,67	28,9	44,6
12:30	61,92	33,92	15,16	29,0	44,2
13:30	52,43	29,78	16,61	25,5	42,1
14:30	44,18	25,88	17,38	22,1	39,5
15:30	34,97	21,17	17,3	18,1	35,4
16:30	17,94	11,52	16,33	9,9	26,2
17:30	5,10	3,41	15,49	2,9	18,4
18:30	0,32	0,22	14,57	0,2	14,8
Media	43,55	23,72	15,1	20,3	35,4
Min	0,32	0,22	10,8	0,2	14,8
Max	110,59	49,06	17,4	42,0	52,8

SEPTIEMBRE (n = 259)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	32,43	19,81	12,73	16,9	29,7
09:30	51,43	29,32	15,07	25,1	40,2
10:30	72,46	38,06	16,06	32,6	48,6
11:30	82,98	41,71	16,83	35,7	52,5
12:30	87,76	43,22	17,63	37,0	54,6
13:30	81,57	41,25	18,53	35,3	53,8
14:30	72,50	38,07	19,09	32,6	51,7
15:30	55,53	31,17	18,99	26,7	45,7
16:30	36,03	21,73	18,23	18,6	36,8
17:30	14,30	9,29	17,17	7,9	25,1
18:30	1,57	1,06	15,86	0,9	16,8
Media	53,50	28,61	16,9	24,5	41,4
Min	1,57	1,06	12,7	0,9	16,8
Max	87,76	43,22	19,1	37,0	54,6

OCTUBRE (n = 289)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	40,49	24,03	14,35	20,6	34,9
09:30	62,91	34,33	15,89	29,4	45,3
10:30	82,42	41,53	16,71	35,5	52,2
11:30	93,79	44,98	17,41	38,5	55,9
12:30	101,68	47,04	18,44	40,2	58,7
13:30	98,67	46,29	18,45	39,6	58,1
14:30	85,66	42,57	19,2	36,4	55,6
15:30	70,80	37,43	19,75	32,0	51,8
16:30	47,56	27,51	19,31	23,5	42,8
17:30	24,78	15,54	18,33	13,3	31,6
18:30	5,70	3,81	16,39	3,3	19,6
Media	64,95	33,19	17,7	28,4	46,1
Min	5,70	3,81	14,4	3,3	19,6
Max	101,68	47,04	19,8	40,2	58,7

NOVIEMBRE (n = 320)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	43,03	25,31	16,08	21,7	37,7
09:30	67,87	36,31	16,71	31,1	47,8
10:30	93,00	44,75	18,02	38,3	56,3
11:30	110,70	49,08	18,45	42,0	60,4
12:30	118,56	50,57	19,93	43,3	63,2
13:30	116,90	50,28	21,32	43,0	64,3
14:30	104,52	47,72	21,81	40,8	62,6
15:30	85,79	42,61	21,8	36,5	58,3
16:30	61,19	33,61	21,41	28,8	50,2
17:30	35,13	21,26	20,41	18,2	38,6
18:30	9,77	6,44	18,52	5,5	24,0
Media	76,95	37,09	19,5	31,7	51,2
Min	9,77	6,44	16,1	5,5	24,0
Max	118,56	50,57	21,8	43,3	64,3

DICIEMBRE (n = 350)					
Hora [h]	Q disponible techo [kW]	Q útil [kW]	T _{amb} [°C]	ΔT° [°C]	T _{salida} TSA [°C]
08:30	39,60	23,58	16,99	20,2	37,2
09:30	65,15	35,24	17,81	30,1	48,0
10:30	90,85	44,14	18,81	37,8	56,6
11:30	109,08	48,74	19,86	41,7	61,6
12:30	114,66	49,86	20,86	42,7	63,5
13:30	114,30	49,80	21,77	42,6	64,4
14:30	106,79	48,24	22,37	41,3	63,6
15:30	90,20	43,95	22,59	37,6	60,2
16:30	68,56	36,58	22,35	31,3	53,6
17:30	45,87	26,70	21,87	22,8	44,7
18:30	19,80	12,63	20,06	10,8	30,9
Media	78,62	38,13	20,5	32,6	53,1
Min	19,80	12,63	17,0	10,8	30,9
Max	114,66	49,86	22,6	42,7	64,4

*Las filas destacadas en las tablas de los meses de Mayo, Junio, Julio, corresponden a horarios de evaluación incoherentes provenientes desde los cálculos solarimétricas. Estos valores destacados no se han tomado en cuenta en el análisis y evaluación realizados.

ANEXO F. TABLAS ANÁLISIS DE SOMBRAS

Hora	01 ENERO		08 ENERO		15 ENERO		22 ENERO		29 ENERO	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
08:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

	05 FEBRERO		12 FEBRERO		19 FEBRERO		26 FEBRERO	
Hora	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra
	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste
08:00	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
08:30	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
09:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

	05 MARZO		12 MARZO		19 MARZO		26 MARZO	
Hora	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
08:30	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
09:00	0%	0%	0%	0%	0%	100%	15%	100%
09:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%
10:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	10%
10:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	10%
11:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	5%
11:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	3%
12:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	3%
12:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	3%
13:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	3%
13:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	0%
14:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	0%
14:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	5%	0%
15:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	3%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	3%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

Hora	02 ABRIL		09 ABRIL		16 ABRIL		23 ABRIL		30 ABRIL	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	0%	100%	10%	100%	0%	100%	75%	100%	100%	100%
08:30	10%	100%	25%	100%	50%	100%	75%	100%	75%	100%
09:00	50%	100%	75%	100%	85%	100%	100%	100%	100%	100%
09:30	50%	50%	50%	50%	75%	75%	100%	100%	100%	100%
10:00	25%	25%	50%	50%	50%	50%	75%	75%	90%	90%
10:30	25%	25%	25%	25%	50%	50%	50%	50%	75%	75%
11:00	10%	10%	25%	25%	25%	25%	30%	30%	60%	60%
11:30	10%	10%	25%	25%	25%	25%	30%	30%	50%	50%
12:00	10%	10%	15%	15%	20%	20%	25%	25%	50%	50%
12:30	10%	10%	15%	15%	20%	20%	25%	25%	25%	25%
13:00	10%	10%	15%	10%	20%	20%	25%	15%	25%	15%
13:30	10%	5%	10%	5%	20%	5%	20%	10%	25%	5%
14:00	10%	0%	5%	0%	15%	0%	20%	0%	20%	0%
14:30	5%	0%	5%	0%	10%	0%	15%	0%	15%	0%
15:00	5%	0%	0%	0%	5%	0%	5%	0%	5%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

Hora	07 MAYO		14 MAYO		21 MAYO		28MAYO	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
08:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
09:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
09:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10:30	90%	90%	95%	95%	100%	100%	100%	100%
11:00	80%	80%	85%	85%	90%	90%	95%	95%
11:30	70%	70%	75%	75%	80%	80%	90%	90%
12:00	65%	65%	65%	65%	70%	70%	85%	85%
12:30	50%	50%	65%	65%	60%	60%	80%	80%
13:00	50%	30%	50%	50%	60%	40%	75%	50%
13:30	50%	10%	50%	10%	60%	30%	0%	0%
14:00	30%	0%	45%	0%	55%	0%	0%	0%
14:30	20%	0%	30%	0%	50%	0%	0%	0%
15:00	10%	0%	20%	0%	20%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	10%	0%	5%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	100%	0%	100%	0%	0%	0%

	04 JUNIO		11 JUNIO		18 JUNIO		25 JUNIO	
Hora	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
08:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
09:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
09:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
11:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
11:30	95%	95%	98%	98%	99%	99%	100%	100%
12:00	90%	90%	90%	90%	95%	95%	95%	95%
12:30	80%	80%	85%	85%	90%	90%	90%	90%
13:00	75%	75%	80%	80%	85%	85%	85%	85%
13:30	75%	18%	80%	40%	85%	40%	85%	40%
14:00	60%	0%	80%	0%	85%	0%	85%	0%
14:30	37%	0%	45%	0%	57%	0%	57%	0%
15:00	20%	0%	15%	0%	29%	0%	29%	0%
15:30	10%	0%	5%	0%	5%	0%	5%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%

Hora	02 JULIO		09 JULIO		16 JULIO		23 JULIO		30 JULIO	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
08:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
09:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
09:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
11:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	98%	98%	90%	90%
11:30	100%	100%	100%	100%	95%	95%	92%	92%	80%	80%
12:00	95%	95%	95%	95%	87%	87%	82%	82%	70%	70%
12:30	90%	90%	88%	88%	80%	80%	75%	75%	60%	60%
13:00	85%	64%	80%	80%	75%	75%	70%	70%	50%	50%
13:30	85%	22%	80%	40%	75%	30%	70%	36%	50%	25%
14:00	85%	0%	80%	0%	75%	0%	70%	0%	50%	0%
14:30	57%	0%	65%	0%	50%	0%	50%	0%	30%	0%
15:00	29%	0%	15%	0%	30%	0%	30%	0%	15%	0%
15:30	7%	0%	5%	0%	10%	0%	10%	0%	5%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%

Hora	06 AGOSTO		13 AGOSTO		20 AGOSTO		27 AGOSTO	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
08:30	100%	100%	100%	100%	75%	100%	50%	100%
09:00	100%	100%	100%	100%	100%	100%	90%	100%
09:30	100%	100%	100%	100%	100%	100%	75%	75%
10:00	100%	100%	95%	95%	90%	90%	50%	50%
10:30	95%	95%	80%	80%	80%	80%	42%	42%
11:00	85%	85%	70%	70%	65%	65%	38%	38%
11:30	75%	75%	60%	60%	55%	55%	34%	34%
12:00	65%	65%	50%	50%	46%	46%	30%	30%
12:30	55%	55%	40%	40%	38%	38%	26%	26%
13:00	50%	50%	35%	35%	35%	28%	25%	17%
13:30	50%	25%	35%	17%	35%	14%	25%	5%
14:00	50%	0%	35%	0%	35%	0%	21%	0%
14:30	30%	0%	20%	0%	23%	0%	13%	0%
15:00	10%	0%	10%	0%	8%	0%	5%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	100%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%


	03 SEPTIEMBRE		10 SEPTIEMBRE		17 SEPTIEMBRE		24 SEPTIEMBRE	
Hora	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra
	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste
08:00	100%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
08:30	25%	100%	20%	100%	10%	100%	0%	100%
09:00	75%	100%	35%	100%	25%	25%	3%	3%
09:30	50%	50%	25%	25%	21%	21%	3%	3%
10:00	40%	40%	23%	23%	17%	17%	3%	3%
10:30	35%	35%	21%	21%	12%	12%	3%	3%
11:00	32%	32%	19%	19%	10%	10%	3%	3%
11:30	28%	28%	17%	17%	10%	10%	3%	3%
12:00	21%	21%	15%	15%	10%	10%	3%	3%
12:30	17%	17%	15%	15%	10%	10%	3%	3%
13:00	15%	12%	15%	7%	10%	6%	3%	1%
13:30	15%	3%	15%	3%	10%	2%	2%	0%
14:00	13%	0%	12%	0%	8%	0%	0%	0%
14:30	7%	0%	7%	0%	6%	0%	0%	0%
15:00	3%	0%	3%	0%	1%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

Hora	01 OCTUBRE		08 OCTUBRE		15 OCTUBRE		22 OCTUBRE		29 OCTUBRE	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%	0%	100%
08:30	0%	100%	0%	100%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

	05 NOVIEMBRE		12 NOVIEMBRE		19 NOVIEMBRE		26 NOVIEMBRE	
Hora	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra	Sombra
	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste	Techo Este	Techo Oeste
08:00	0%	100%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
08:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

Hora	03 DICIEMBRE		10 DICIEMBRE		17 DICIEMBRE		24 DICIEMBRE		31 DICIEMBRE	
	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste	Sombra Techo Este	Sombra Techo Oeste
08:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
08:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
09:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
10:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
11:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
12:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
13:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
14:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
15:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
16:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
17:30	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
18:00	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

ANEXO G. COTIZACIONES PROVEEDORES MATERIALES TSA



COTIZACION

Sala de ventas y Retiro: Sepúlveda Leyton #3172, Santiago.
De 08:30 a 17:00 hrs.

FECHA	20-09-2016
NOMB./RUT	Felipe Rivera
CONT./FONO	
SEGMENTO	OTROS
COTIZA	Michelle Keim Telemarketing

- ◆ Precios venta calzada.
- ◆ Pago con fondos confirmados.
- ◆ Valores validos en un plazo de 48hrs.
- ◆ Productos sujetos a stock de bodega.
- ◆ Esta cotización NO asegura o confirma stock.

Codigo	Producto	Cantidad	Kgs./m	Largo mt	Valor Unitario	Total
36000018	EST U 2X4X0,85 92X30X0,85 6000	116	1,00	6	\$ 4.422	\$ 512.952
Sub-Total						\$ 512.952
I.V.A.						\$ 97.461
Total						\$ 610.413

◆ Productos con * son a pedido o sujeto a lote mínimo.

◆ **ORDENES DE COMPRAS Y TRANSFERENCIAS:**
 CINTAC S.A.I.C. RUT: 76.721.910-5
 CAMINO MELIPILLA 8920, MAIPU
 CTA.CTE. N°10586750 Banco BCI

KG. APROX. 696

OBS.: Cotización válida por un plazo de 48 hrs hábiles.

◆◆ **CONDICIONES DE CARGA:**
 -CAMION ABIERTO: HABILITADO PARA CARGA DE 6MTS, SI TIENE BARANDAS DEBEN SER ABATIBLES.
 -CAMIONETAS: ADAPTADAS PARA CARGA HORIZONTAL.
 *Debe presentarse con alguno de los vehículos detallados anteriormente, de lo contrario no podrá ser cargado.
 *Quedan excluidas para carga: camiones ramplas, camión con carro, tolvas, camiones cerrados, camionetas simples y doble cabina no adaptadas. MAXIMO DE CARGA 2500 KILOS, MATERIAL NO DEBE EXCEDER MAS DE 1 Mt. DEL TÉRMINO DEL VEHICULO Y **SOLO CARGA HORIZONTAL**.



DE VICENTE PLÁSTICOS S.A.

RUT:89.689.900-7
COTIZACION
N° CT574952

CASA MATRIZ: Los Nogales 661 Lote 21 – 22, Condominio Industrial Segunda Orbital, Lampa, Santiago – Chile.
 Tel: (56-2) 3920000 – FAX: (56-2) 3920045, E-mail: ventas@dvp.cl – www.dvp.cl
 SUCURSAL PLANTA INYECCIÓN: Los Nogales s/n Lote 38, Lampa – Santiago.

Fecha: 21-09-2016

Hora: 10:29:03

SUCURSAL SANTIAGO: Fray Camilo Henríquez 951-957 Tel. : (56) 2635 3007 Fax : (56) 2222 3622 E-mail : sancamilo@dvp.cl	SUCURSAL ANTOFAGASTA: Pedro Aguirre Cerda 7190. Sitio 12 Tel. : (56) 55 229 9852 Fax : (56) 55 223 9712 E-mail : antofagasta@dvp.cl	SUCURSAL VIÑA DEL MAR: Av. Valparaíso 1201 Tel. : (56) 32 269 2992 Fax : (56) 32 288 1039 E-mail : vinadelmar@dvp.cl	SUCURSAL CONCEPCIÓN: Av. Cristóbal Colón 9765 local 12 Tel. : (56) 41 221 0751 Fax : (56) 41 221 0751 E-mail : concepcion@dvp.cl	SUCURSAL TEMUCO: Freire 761 Tel. : (56) 45 272 829 Fax : (56) 45 222 830 E-mail : temuco@dvp.cl	SUCURSAL PUERTO MONTT: Av. Parque Industrial 1407 Tel. : (56-65) 2275 055 E-mail : puertomontt@dvp.cl
--	--	---	---	--	---

VENDIDO-A : BLCALL	EMBARCADO-A : BLCALL
BOLETAS CALL CENTER	BOLETAS CALL CENTER
LOS NOGALES S/N LOTE 21 Y 22	LOS NOGALES S/N LOTE 21 Y 22
P/N KM.16 1/2	P/N KM.16 1/2
SANTIAGO, RM	SANTIAGO, RM
Rut Cliente : 66666666-6	Moneda : CLP
Fcha Cotiz : 20-09-2016	Atencion :
Expira : 27-09-2016	Telefono :
O.Compra : AT. Felipe Rivera	Vendedor : GGONZALE
Term.Credito : CONTADO CONTADO	
Observs : CCGRACE	

Item	Codigo	Descripción	Cant.Cotiza	UM	P.Lista	Dcto	Prec Unitario	Precio Total
1	3012100020060	POLICARB ALVEOLAR 2100x 5800x4mm TRANSPARENTE	16,00	UN	56.210,00	0,00	56.210,00	899.360
2	3012110026060	PERFIL H CLIPEADO 5,80m DVP TRANSPARENTE	16,00	UN	20.778,00	0,00	20.778,00	332.448
3	3012110028850	TORNILLO AUTOPERF 1 1/2p +GOLILLA DVP BSA 100un G	7,00	UN	14.740,00	0,00	14.740,00	103.180

TOTAL NETO	1.334.988
TOTAL AFECTO	0
IVA	253.648
TOTAL	1.588.636

- Validez de Cotización 7 días hábiles.
- Los productos cotizados quedan sujetos a verificación del stock al momento de la compra.
- Le invitamos a conocer todos nuestros productos en www.dvp.cl



Cotización N° 1678



Fecha: 16 de septiembre de 2016	
Datos de Contacto	
Empresa:	Teléfono:
Contacto: Felipe Rivera	Correo:
Comentarios:	

M² Aprox.:

Estimado (sr.)
Felipe Rivera
Presente

De acuerdo a lo solicitado por usted, nos es muy grato cotizar la provisión de paneles aislados para la obra requerida.

1.- PANEL TIPO REVESTIMIENTO

1.1.- Provisión de Panel PurPanel-4 (avance útil 1.000mm):

Cara Superior Cubierta PC-4	Prepintado Negro (RAL AMI016)	Espesor 0,4mm.
Aislación Poliuretano	40mm. Espesor	Densidad 40Kg/m3 (+/-5%)
Cara Inferior Bandeja Acero	Prepintado Blanco (RAL9003)	Espesor 0,4mm.

Valor m2 \$ 14.640 más I.V.A

DETALLE

Ítem	Formato				Valor m2	Valor Panel	Total m2	Valor Total
	Cantidad	Largo	Ancho	Espesor				
1.1.	28	5,000	1.000mm	40mm. Espesor	\$ 14.640	\$ 73.200	140	\$ 2.049.600
Neto								\$ 2.049.600
Total Neto								\$ 2.049.600
Total IVA								\$ 389.424
Total Obra								\$ 2.439.024

Condiciones de Venta:

Valor del panel puesto en Planta Polchile - Santiago.

Plazo de entrega entre 12 y 15 días hábiles.

-

Cotización válida por 5 días.

Condición de Pago:

Anticipo 50% con Orden de Compra, saldo contra entrega.

Medios de Pago:

Transferencia, efectivo, depósito en efectivo.

Cheque y depósito con cheque serán válidos solamente cuando los fondos estén disponibles en la cuenta de Polchile. Transbank

Webpay.cl (consultar Nro. Pedido con vendedor)

Cargas de Producto:

Las cargas de productos solo se realizarán si éstas han sido autorizadas y agendadas por Polchile. El camión para retirar debe cumplir con los siguientes requisitos:

Debe ser de tipo rampa (abierto) y venir despejado de otras cargas.

Debe tener al menos el largo correspondiente al panel o producto más largo que se retire.

*Polchile se verá en el derecho de no realizar la carga si no se cumple con las condiciones indicadas.

*Polchile no se hará responsable por cargos asociados a la no carga por incumplimiento de las condiciones indicadas.

Esperando que esta cotización sea de su conveniencia, le saluda muy atentamente,

Sebastián Puente Frías
Poliuretanos Polchile Ltda.

Razón Social: Poliuretanos Polchile Limitada	Teléfono Fijo: (+56 2) 2310 7571
Rut: 77.935.420-2	Teléfono Móvil: (+56 9) 95011 8356
Giro: Fabricación de Artículos de Acero, Poliuretano y Poliestireno	Correo Electrónico: contacto@polchile.cl
Dirección: Trinidad Ramírez 0250, La Cisterna	Sitio Web: www.polchile.cl
* Para mayor información sobre nuestros productos no dude en contactarnos, visitar nuestra empresa o revisar nuestro sitio web. Para conocer las políticas de la empresa y aspectos legales, visite la sección "Información Legal" con link en el pie de página de nuestro sitio web.	