



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

PROPUESTA DE MEJORA EN CALDERA APIN
PIROTUBULAR DE 400 BHP EN BASE A ANÁLISIS
ENERGÉTICO INDIRECTO PARA AUMENTAR EL
RENDIMIENTO EN LA FABRICA VITAPRO S.A.

AUTOR:

PAREDES MERCADO, Traian Vasile

ASESOR:

Mg. Raúl Paredes Rosario

TIPO DE INVESTIGACIÓN:

Investigación Aplicada

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y distribución

TRUJILLO – PERÚ

2017

HOJA DE JURADO

Mg. Jorge Inciso Vázquez

Ing. Martin Sifuentes Inostroza

Mg. Raúl Paredes Rosario

DEDICATORIA

A mi padre:

Por su apoyo y todas sus enseñanzas no sólo en el ámbito ingenieril si no en ser una persona justa, sincera y honrada.

A mi madre:

Por todo su invaluable apoyo y comprensión en lo largo de mis días, también por darle sentido a mi vida con sus consejos y experiencias.

A mi hermano:

Porque a pesar de todo las circunstancias siempre sentí su cariño, comprensión y apoyo durante toda mi vida.

A mi familia:

Por darme todo su apoyo y ánimo para seguir adelante con todo mi esfuerzo, en especial a mis abuelos de los cuales aprendí las cosas más importantes de mi vida.

AGRADECIMIENTO

En primer plano a Dios por darme la oportunidad de concretar mis estudios universitarios y bendecirme al darme una maravillosa familia.

Al centro de estudios Universidad César Vallejo por brindarme la oportunidad de formarme como profesional.

Agradezco también al gerente de Mantenimiento y Proyectos de Vitapro S.A. Ing. Wilfredo Juárez Peña, por haberme permitido trabajar en sus instalaciones, en especial al Ing. Winger Herrera Linares, Marco Fiestas, Petter Yovera Vilchez y al Ing. Henry Abanto Medina, quienes no sólo son grandes personas si no ejemplos de perseverancia y equipo de trabajo.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo, TRAIAN VASILE PAREDES MERCADO con DNI N° 70905412, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento y omisión tanto de los documentos como de información aportada por el cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, Julio del 2017

PRESENTACIÓN

Honorable miembros del jurado, pongo ante ustedes la Tesis titulada **“PROPUESTA DE MEJORA EN CALDERA APIN PIROTUBULAR DE 400 BHP EN BASE A ANÁLISIS ENERGÉTICO INDIRECTO PARA AUMENTAR EL RENDIMIENTO EN LA FABRICA VITAPRO S.A.”**, que tiene como finalidad “Presentar propuesta clave para poder mejorar el rendimiento de la caldera APIN pirotubular de 400 BHP, así mismo determinar su viabilidad técnica y económica del proyecto en la fábrica de productos balanceados Vitapro S.A.”, en cumplimiento del Reglamento de Grados y títulos de la Universidad César Vallejo para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista.

ÍNDICE

HOJA DE JURADO	I
DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTO	III
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD	IV
PRESENTACIÓN	16
ABSTRACT	17
Generalidades	18
1.1) Realidad problemática	19
1.2) Trabajos previos	20
1.3) Teorías relacionadas al tema	21
Termodinámica clásica	21
Ley cero de la termodinámica	21
Primera ley de la termodinámica	21
Balance de masa fija	22
Balance de masa de flujo estacionario	23
Segunda ley de la termodinámica	24
Intercambiadores de calor	25
Convección térmica	25
Convección natural	26
Número de Nusselt	27
Número de Prandtl	29
Número de Reynolds	30
Conducción térmica	32
Aislamiento térmico	33
Potencia de intercambiador de calor	36
Superficie de intercambio de calor	37
Intercambiador de calor en cruz	38
Intercambiador de calor en equicorriente	40
Intercambiador de calor en contracorriente	40
Pérdidas en caldera	41
Pérdida por entalpía de gases residuales	41
Pérdida por entalpía del vapor de agua en gases residuales	41
Pérdida por inquemados gaseosos	42

Pérdida por inquemados sólidos.....	42
Pérdida por convección	43
Pérdida por radiación.....	44
Pérdida total	44
Cálculo en calderas.....	45
Porcentaje de carga en calderas	45
Calor útil de caldera	45
Relación aire combustible.....	46
Balance estequiométrico.....	47
Hidrógeno en agua	48
Pérdida de presión en sistema de ventilación.....	49
Pérdida de presión en coraza	49
Pérdida de presión secundaria en tuberías.....	51
Pérdida de presión primaria en tuberías	51
Pérdida de presión en el lado de tubos	52
Caída de presión total en el sistema	53
Potencia de ventilador	54
Potencia eléctrica de motor	54
Aumento de rendimiento	55
Temperatura media aritmética	55
Calor perdido variable.....	55
Calor perdido fijo porcentual en rendimiento.....	56
Calor perdido fijo.....	56
Variación de rendimiento total.....	57
Financiamiento de proyectos.....	57
Valor actual neto.....	57
Tasa interna de retorno.....	58
Reducción de emisiones de gases al ambiente.....	59
Reducción porcentual de CO ₂	59
Masa de CO ₂ en la emisión y Relación CO ₂ -Combustible.....	59
1.4) Formulación del problema	60
1.5) Justificación del estudio	61
1.6) Hipótesis	62
1.7) Objetivos.....	62
2.1) Diseño de investigación	63

2.2) Variables	64
2.3) Población y muestra	65
2.4) Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	65
2.5) Métodos de análisis de datos	65
2.6) Aspectos éticos	66
3) Resultados.....	67
3.1) Procedimiento de cálculo para rendimiento total de caldera.....	67
Balance estequiométrico y participación del H ₂ O en gases residuales.....	67
Cálculo de “Pérdida por entalpía de los gases residuales”.....	68
Participación de H en gases residuales	68
Cálculo de “Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases”.....	69
Cálculo de “Pérdida por inquemados gaseosos”.....	70
Cálculo de “Pérdida por inquemados sólidos”.....	70
Cálculo de “Pérdida por convección”	71
Cálculo de “Pérdida por radiación”.....	73
Cálculo de “Pérdida total”	75
3.2) Procedimiento de cálculo para obtener las dimensiones del Precalentador de aire y rendimiento final de la caldera.....	76
Cálculo de “Relación aire - combustible”.....	76
Cálculo de “Potencia total de carga y calor útil”	77
Cálculo de “Flujo másico de combustible, aire y gases residuales”.....	78
Cálculo de “Potencia del recuperador de calor”	79
Cálculo de “Temperatura final del aire”	80
Cálculo de “Temperatura media logarítmica del Precalentador de aire”	81
Cálculo de “Coeficiente de transferencia de calor por convección interno”	82
Cálculo de “Coeficiente de transferencia de calor por convección externo”	84
Cálculo de “Coeficiente de transferencia de calor global”	86
Cálculo de “Superficie de intercambio de calor y número de tubos”.....	87
Cálculo de “Sección para el ingreso de aire”.....	88
3.3) Potencia de ventilador.....	89
Cálculo de “Caída de presión en el lado de tubos (gas de combustión)”.....	89
Cálculo de “Caída de presión en el lado de la coraza y conexiones”	95
Cálculo de “Pérdida total de presión en el sistema”	100
Cálculo de “Potencia requerida por el motor del ventilador”.....	101
Cálculo de “Conductores y accesorios de protección de motor”.....	103
3.4) Aislamiento térmico para recuperador de calor	105

Cálculo de aislamiento térmico para cuerpo de recuperador de calor	105
Selección de aislamiento térmico adecuado.	109
Rendimiento real de aislamiento térmico para recuperador de calor	111
Cálculo de aislamiento térmico para tubería de aire precalentado	113
Rendimiento real de aislamiento térmico en tubería de aire precalentado	118
3.5) Mejora de implementación	120
Cálculo de “Nuevo rendimiento de caldera”:	120
Cálculo de “Ahorro de combustible residual R-6”:	123
3.6) Selección de soldadura para recuperador de calor	125
Cálculo de capacidad de soldadura	126
Cantidad de soldadura para el recuperador de calor	129
3.7) Diseño de estructuras metálicas.....	134
Cálculo de peso del aire y peso total del Precalentador.....	134
Selección de columna.....	135
Placa de acero en cimentación	137
Cimentación de columnas.....	139
Selección de pernos de anclaje	139
3.8) Presupuesto de construcción del proyecto	142
Presupuesto de estructuras metálicas	142
Presupuesto de Precalentador, conexiones y equipos.....	144
Presupuesto de aislamiento térmico en sistema	145
Presupuesto de instalaciones eléctricas	147
3.9) Costo de operación del Precalentador de aire.....	148
3.10) Análisis económico financiero de Precalentador de aire.....	149
3.11) Cálculos ambientales	154
Cálculo de emisión de CO ₂ sin Precalentador de aire.....	154
Cálculo de emisión de CO ₂ con Precalentador de aire.....	155
4) Discusiones.....	157
5) Conclusiones	159
6) Recomendaciones.....	160
Bibliografía	161

HOJA DE TABLAS

Tabla 1: Valores de C2 para número de Nusselt.....	28
Tabla 2: Valores para C1 y m	28
Tabla 3: Valores típicos de la constante de Siebert, K	41
Tabla 4: Valores para la constante de inquemados, k1	42
Tabla 5: Valores para el índice de Bacharach. Fuente: NTP 350.300.2001	42
Tabla 6: Resumen ítems y precios del proyecto.....	149
Tabla 7: Simulación de financiamiento.....	150
Tabla 8: Programación de pagos	151
Tabla 9: Flujo de caja Financiero del proyecto	152
Tabla 10: VAN, TIR y PRI	153
Tabla 11: Análisis de registro de emisiones de gases residuales.....	164
Tabla 12: Ficha de observación – “Zona de calderas”.....	165
Tabla 13: Ficha de observación – “Zona de chimenea”.....	166
Tabla 14: Poder calorífico de diferentes combustibles	167
Tabla 15: Análisis de datos de ficha técnica caldera APIN.....	167
Tabla 16: Emisividad de aleaciones de acero a diferentes temperaturas	168
Tabla 17: Rango y categorías de eficiencia térmica para calderas	168
Tabla 18: Tabla de propiedades químicas	169
Tabla 19: Tabla de propiedades termofísicas del aire	169
Tabla 20: Tabla de propiedades termofísicas de los gases de combustión.....	170
Tabla 21: Tabla de velocidades admitidas en tuberías.....	171
Tabla 22: Tabla técnica de tuberías.	171
Tabla 23: Dimensión y pesos de tubos de acero.....	172
Tabla 24: Propiedades de acero inoxidable AISI 316L.....	173
Tabla 25: Factores de incrustación.	174
Tabla 26: Valores de aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos.	174
Tabla 27: Coeficiente de pérdida por codo con pliegues.....	175
Tabla 28: Conductividad térmica de aislantes térmicos.....	176
Tabla 29: Grosor de tubería para coraza	177
Tabla 30: Grosor de mamparas o bafles	177
Tabla 31: Precios de referencia de combustibles “Osinergmin”	178
Tabla 32: Velocidad de corrosión en tuberías	179
Tabla 33: Peso de cada pieza en Precalentador.....	179
Tabla 34: Esfuerzos de apoyo permisibles en mampostería	179

Tabla 35: Capacidad de sustentación segura en suelos	180
Tabla 36: Ficha técnica de pernos de anclaje	180
Tabla 37: Cargas del viento a diferentes alturas	180
Tabla 38: Factor de multiplicación para presiones del viento	181
Tabla 39: Peso y precio de estructura metálica de soporte de recuperador de calor	181
Tabla 40: Peso y precio de estructura metálica de soporte de aire precalentado....	181
Tabla 41: Peso y precio de estructura metálica de soporte de ventilador inyector cas	182
Tabla 42: Peso y precio de conexiones de ventilador cas.....	182
Tabla 43: Peso y precio del recuperador de calor	182
Tabla 44: Peso y precio de tubería de aire precalentado	183
Tabla 45: Peso y precio de soldaduras	183
Tabla 46: Precio y cantidades de aislamiento térmico	183
Tabla 47: Motores eléctricos siemens.....	184
Tabla 48: Conductores THW - 90	184
Tabla 49: Precio nacional de contactores siemens	185
Tabla 50: Precio nacional de relés bimetálicos	186
Tabla 51: Precio nacional de pulsadores siemens	187
Tabla 52: Lista de precios en implementación eléctrica	187

HOJA DE IMÁGENES

Imagen 1: Ilustración de equilibrio de temperatura entre los cuerpos 1,3 y el termómetro	21
Imagen 2: Ilustración de un sistema aislado	22
Imagen 3: Volumen de control	23
Imagen 4: Ilustración de la segunda ley de la termodinámica	24
Imagen 5: Convección en un hervidor.....	25
Imagen 6: Disposición de configuración en banco de tubos.....	28
Imagen 7: Conducción en tubo circular	32
Imagen 8: Intercambiador de calor.....	36
Imagen 9: Intercambiador de calor en cruz	38
Imagen 10: Gráfico °C vs m2.....	39
Imagen 11: Regla de decisión del VAN.....	58
Imagen 12: Regla de decisión del TIR	58
Imagen 13: Resumen de Pérdidas y Rendimiento Final de Caldera	75
Imagen 14: Calor útil y calor perdido en Caldera APIN 400 BHP	77
Imagen 15: Selección de ventilador SODECA en función de gráfica e intersección de datos.....	102
Imagen 16: Grafico comparativo de pesos del Acero ASTM A36.....	142
Imagen 17: Análisis de costos del Acero ASTM A36	143
Imagen 18: Descripción de inversión por ítem en materiales, fabricación y equipos	144
Imagen 19: Descripción de inversión por aislamiento térmico.....	146
Imagen 20: Descripción de inversión por aislamiento térmico.....	147
Imagen 21: Temperatura de rocío del CO ₂	189
Imagen 22: Distribución de tubos en tribolillo o escalonado	190
Imagen 23: Coeficiente de pérdida local por expansión gradual	191
Imagen 24: Coeficiente de pérdida local por contracción gradual	191
Imagen 25: Codo 90° con pliegues	192
Imagen 26: Desarrollo de codo 90° con pliegues.....	193
Imagen 27: Ficha técnica Supercito pro	194
Imagen 28: Ficha técnica TIGFIL 316LG-5	195
Imagen 29: Ficha técnica TIGFIL 2010Mo	196
Imagen 30: Perfil H para columnas y vigas	197
Imagen 31: Longitud efectiva de columna.....	197

Imagen 32: Peso total de miembros estructurales en soporte de Precalentador de aire.	198
Imagen 33: Peso total de miembros estructurales en soporte de tubería de aire precalentado.	199
Imagen 34: Peso total de miembros estructurales en soporte de ventilador centrífugo	200
Imagen 35: Conexión de ventilador con Precalentador de aire	201
Imagen 36: Representación 3d de instalación de recuperación de calor en chimenea	202
Imagen 37: Ficha técnica de ángulos estructurales	203
Imagen 38: Ficha fibra de vidrio Aislanglass 50mm	204
Imagen 39: Ficha fibra de vidrio Aislanglass 80mm	205
Imagen 40: Ventilador SODECA CAS-971-2T-30	206
Imagen 41: Precio nacional de conductor THW – 90 calibre 6 AWG.	206
Imagen 42: Diagrama de mando de motor eléctrico.	207
Imagen 43: Diagrama de potencia de motor eléctrico	208
Imagen 44: Distribución de agujeros en mamparas	209
Imagen 45: Desarrollo de cono superior e inferior.	210
Imagen 46: Cuerpo de Precalentador de Aire	211
Imagen 47: Detalle de soldaduras en cuerpo de Precalentador de aire	212
Imagen 48: Desarrollo de codo en plancha metálica.	213
Imagen 49: Tubería de Aire Precalentado.	214
Imagen 50: Conexión de ventilador SODECA con tubería de aire ingresante a Precalentador de aire	215
Imagen 51: Detalle de pernos de anclaje estándar	216
Imagen 52: Detalle de cimentación	217

ANEXOS

Anexo 1. Fotografía “Sala de Calderos” de Vitapro s.a.	219
Anexo 2. Toma de dato de temperatura de chimenea de caldera APIN.....	219
Anexo 3. Calderas de 350 y 400 BHP de Vitapro S.A.	220
Anexo 4. Mayor temperatura superficial de la caldera APIN	220
Anexo 5. Pirómetro utilizado en la obtención de temperaturas.....	221
Anexo 6. Velocidad máxima del viento en la zona de chimenea	222
Anexo 7. Toma de datos de velocidades del viento en sala de caldera	222
Anexo 8. Anemómetro termodinámico utilizado en la obtención de datos de velocidades del viento y temperatura ambiental.....	223
Anexo 9. Ficha validad de análisis de registro de gases residuales	224
Anexo 10. Ficha de observación en Zona de Calderas validada	225
Anexo 11. Ficha de observación en Zona de Chimenea validada	226
Anexo 12. Ficha de análisis de datos de Ficha Técnica Caldera APIN validada	227
Anexo 13. Técnica de la fibra de vidrio	228

RESUMEN

La propuesta clave para esta investigación fue un Precalentador de aire, el cual utiliza el calor sensible de los gases residuales de la caldera para luego ser transferido térmicamente al aire, el cual va aumentando su temperatura gradualmente.

Para llevar a cabo esto fue necesario hacer el análisis de registros y datos de la fábrica y también se precisó hacer mediciones de temperatura y velocidades del viento, ya realizado esto se hizo el cálculo del rendimiento total en base a la NTP 350.300:2001 de la caldera APIN pirotubular de 400 BHP, obtenido el rendimiento se continuó con el cálculo térmico del Precalentador de aire obteniendo así la temperatura de salida de los gases residuales para no formar lluvia ácida en el predio y también la nueva temperatura ingresante a la caldera APIN, terminado esto se procedió el cálculo dimensional del Precalentador de aire obteniendo así el diámetro de coraza, el diámetro de tubos de intercambio de calor como también su diámetro interno y altura.

Como conclusión determinamos que este proyecto es viable tanto técnica como económicamente generando un VAN de S/. 459,827 TIR del 84% en base a 10 años y una tasa efectiva anual de 7.64% proporcionado por el banco Scotiabank y un PRI de 1.68 años, este proyecto generaría un ingreso bruto anual de S/. 116,903.2953.

Finalmente el aumento de rendimiento de la caldera APIN sería de 4.2049% y también representaría una reducción de emisión de dióxido de carbono (CO₂) equivalente a 415,148.9328 kg-CO₂/año.

Palabras claves: Aumento de rendimiento, calderas, emisiones de dióxido de carbono, Precalentador de aire.

ABSTRACT

The key proposal for this research was an air preheater, which uses the sensible heat of the waste gases from the boiler to be transferred thermally to the air, which gradually increases its temperature.

In order to carry out this it was necessary to do the analysis of records and data of the factory and also it was necessary to make measurements of temperature and wind speeds, already done this the calculation of the total yield was made based on the NTP 350.300: 2001 of the Boiler APIN pyrotubular of 400 BHP, obtained the performance was continued with the thermal calculation of the Preheater of air obtaining thus the exit temperature of the residual gases not to form acid rain in the premises and also the new incoming temperature to the boiler APIN, finished This was the dimensional calculation of the air preheater, thus obtaining the shell diameter, the diameter of heat exchange tubes as well as its internal diameter and height.

As a conclusion we determined that this project is viable both technically and economically generating a NPV of S /. 459,827 IRR of 84% based on 10 years and an effective annual rate of 7.64% provided by Scotiabank and a PRI of 1.68 years, this project would generate a gross annual income of S /. 116,903,2953.

Finally, the APIN boiler output increase would be 4.2049% and would also represent a reduction in the emission of carbon dioxide (CO₂) equivalent to 415,148.9328 kg-CO₂ / year.

Key words: Performance increase, boilers, carbon dioxide emissions, Air preheater.

Generalidades

Localidad:

Distrito de Moche fábrica de productos balanceados "Vitapro S.A." Prolongación
Gonzales Prada 200-202.

Duración de la investigación:

32 semanas inicio 02 de septiembre del año 2016 y finalizando el 15 de Julio del año
2017

1.1) Realidad problemática

En las fábricas de productos balanceados, como es Vitapro, es indispensable la producción de vapor, tanto para el proceso de acondicionamiento de materia prima como para el calentamiento de líquidos, pero la producción de vapor demanda la combustión para poder aprovechar el PCI (Poder calorífico inferior) del combustible, sin embargo como todo proceso hay un rendimiento y existen parámetros que afectan de forma directa e indirecta, en el caso de las calderas, afectar principalmente; el mantenimiento, la operación y el acondicionamiento de ingreso de fluidos.

Vitapro es una fábrica que se caracteriza por su gran variedad de productos balanceados ya sean para peces o camarones, en la cual se utiliza una relación aproximada 5.358% de vapor por cada tonelada de producto balanceado, mientras la competencia ecuatoriana tiene un 5.05% y la asiática está ubicada con un 5% según Bernard Devresse, de la empresa TEGOFARM AQUA BV - Holanda, quien está especializada en el estudio constante del mercado de producción de camarones.

En el caso de acondicionamiento de ingreso de fluidos, es el tema más tratado por ingenieros energéticos y especialistas en el tema, puesto que hay muchos puntos de vista y métodos para poder aumentar la temperatura de los fluidos de ingreso sin necesidad de generar otro tipo de energía que no sea el vapor o los gases residuales de la misma caldera.

Sin embargo, hay empresas que descuidan los parámetros anteriormente mencionados, lo cual lleva a tener un alto costo de producción, y de tal forma degradando la reputación de la fábrica en el ámbito energético y económico.

Es por esto que las empresas interesadas en mantener un óptimo rendimiento hacen el seguimiento del consumo y condiciones de los fluidos ingresantes a la caldera, así también como la concentración de CO₂ en los gases residuales; en la fábrica de Vitapro S.A., se produjo un cambio de combustible pasando de Petróleo Bunker R-6 a GNC (Gas Natural Comprimido), sin saber que al hacer esto hay muchos parámetros en la caldera que cambian, pero el principal es la relación de aire combustible, que la hay la gran posibilidad que sigan manteniendo como era con el R-6, este cambio fue adecuado sólo a la caldera Standard Keasel.

Es por ello que Vitapro S.A. tiene como problemas principales el desconocimiento de los parámetros que trabaja sus calderas, la cantidad de combustible que se utiliza para generar vapor.

1.2) Trabajos previos

GARCÍA GODÍNEZ, Erick Fernando. 2011, la tesis que lleva como título “Ahorro energético aplicado al rediseño de calderas y la administración de recursos”, realizada en la escuela de Ingeniería Industrial de la Universidad de San Carlos de Guatemala, donde se llevó a cabo el análisis de la situación actual de la caldera donde sus objetivos específicos fueron, analizar el funcionamiento actual de la caldera y su eficiencia, cuantificar el ahorro energético, analizar alternativas sustitutas de combustibles de los que se utilizan actualmente, rediseñar el equipo para que funcione con otra clase de combustibles, hacer un estudio financiero para reflejar el beneficio del mismo.

En dicha tesis se obtuvieron las siguientes conclusiones; no existía la implementación de instrumentación como es el uso de un flujómetro en las conexiones de tanque principal y bomba de envío a caldera, por ende, el control de consumo, es por ello que se le recomendó a la empresa la instalación de un flujómetro en dicha conexión, se encontró con tuberías no aisladas los cuales daba una pérdida energética total de 51,688.71 J, por lo cual se le recomendó el aislamiento térmico de las tuberías tanto en distribución como en PURGAS.

BRINGAS QUESQUÉN, Paulo César. 2013, la tesis “Factibilidad técnico económica de la instalación de una pre calentador de aire por gases residuales para aumentar el rendimiento de la caldera piro tubular de 400 BHP en la empresa Danper S.A.C.”, tuvo como objetivos; toma de datos de la caldera piro tubular, hacer un balance de combustión, balance de energía para encontrar la temperatura nueva del aire que ingresaría a la caldera, dimensionamiento del pre calentador, selección del material adecuado para el pre calentador.

En esta tesis se llegaron a las siguientes conclusiones, se generó un beneficio bruto de 136367.1336 nuevos soles, aumentó el rendimiento de la caldera piro tubular en 2.5%.

FARJE EPIQUIEN, Heiser. 2013, la tesis “Diseño de un condensador parcial a mezcla de gases residuales por agua fría para la caldera acuotubular N°5 de 20 TM/H en la empresa agroindustrial Casa Grande Para Reducir el impacto medio ambiental”, tuvo como objetivo el dimensionamiento del condensador a mezcla de gases residuales, selección la electrobomba que trabajará la cantidad de gases tóxicos no emitidos al medio ambiente y determinar la viabilidad técnica y económica del diseño.

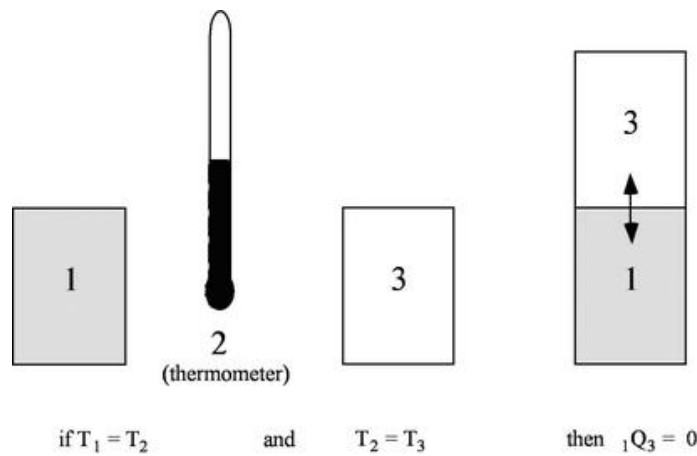
En esta tesis se demostró que era viable técnicamente sin embargo económicamente no, debido a que no se podía especificar el periodo de retorno de inversión del proyecto.

1.3) Teorías relacionadas al tema

Termodinámica clásica

Ley cero de la termodinámica

La ley cero de la termodinámica nos da a entender que **“Cuando dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, los dos cuerpos están en equilibrio térmico el uno con el otro, y se dice que los tres cuerpos se encuentran a la misma temperatura”** (2).



Fuente: Universidad Nacional Autónoma de México

***Imagen 1. Ilustración de equilibrio de temperatura entre los cuerpos 1,3 y el termómetro.**

Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica se basa en el principio de la energía el cual dice que **“La energía no se crea ni destruye sólo se transforma”**, y también se habla de energía y trabajo, pero con respecto de la termodinámica e sistemas se dice que **“La energía para un sistema aislado permanece constante. Cuando hay un intercambio de energía entre un sistema y su entorno, la energía total final para el universo (el sistema y su entorno) es igual a la energía total inicial para el universo (el sistema y su entorno)”** (1).

En esta ley también se habla también de balance de masa fija, balance de energía para sistemas de flujo estacionario y el balance de energía en la superficie.

Balance de masa fija

Por su mismo nombre decimos que esta se emplea en sistemas cerrados estacionarios, es decir no están en movimiento tal como puede ser un tanque de agua sin uso de bombeo, dado esto la fórmula de balance de energía se reduce a la siguiente ⁽¹⁾:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta U = m * c_v * \Delta T \quad [J] \quad \text{Ecuación 1.1}$$

Dónde:

E_{ent} : Energía de entrada. [J]

E_{sal} : Energía de salida. [J]

ΔU : Diferencia de energía interna. [J]

m : Masa del sistema. [kg]

c_v : Calor específico a volumen constante. [kJ/kg * °C]

ΔT : Diferencia de temperatura del sistema. [°C]

En la imagen 2 se parecía un termo donde simula la situación de un sistema cerrado, es decir, el líquido en el interior del termo no intercambia masa u energía con su alrededor cumpliendo así con lo mencionado anteriormente y al mismo tiempo con las fórmulas ya planteadas. ⁽¹⁾



Fuente: NORGE CRUZ, Hernández, Universidad de Sevilla

*** Imagen 2 Ilustración de un sistema aislado**

Balance de masa de flujo estacionario

En la mayoría de equipos industriales térmicos son de régimen estacionario, es decir están gobernados por un volumen de control, así mismo la energía total contenida en volumen de control, durante el proceso de flujo estacionario es constante (1).

Mientras la cantidad que fluye en una sección transversal es denominada flujo másico, es llamada también como gasto másico y se representa como \dot{m} , matemáticamente hablando esta es definida por la siguiente ecuación.

$$\dot{m} = \rho * V * A_c \text{ [kg/s]} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Dónde:

\dot{m} : Flujo másico. [kg/s]

ρ : Densidad del fluido. [kg/m³]

V : Velocidad del fluido. [m/s]

A_c : Sección transversal por donde transita el fluido. [m²]

De la ecuación 1.1 podremos calcular el flujo volumétrico de la siguiente forma.

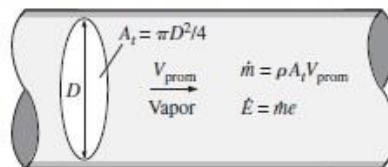
$$\dot{V} = V * A_c = \frac{\dot{m}}{\rho} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Dónde:

\dot{V} : Flujo volumétrico. [m³/s]

En la siguiente imagen 3 se muestra de forma más explícita.

$$\text{Flujo másico: } \dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_t V_{\text{prom}} \quad (\text{kg/s})$$



Fuente: turbinaPeltoncv.blogspot.pe

*** Imagen 3 Volumen de control**

Como ya se habló de intercambio de masa ahora nos toca hablar del intercambio de energía del flujo estacionario, esto se da siempre y cuando la energía cinética y potencial pueda ser despreciables, en la mayoría de los casos sí se da, y a continuación se mostrará la fórmula que se necesitará para realizar el balance de energía ⁽¹⁾.

$$\dot{Q} = \dot{m} * \Delta h = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad [kJ/s] \quad \text{Ecuación 1.4}$$

Dónde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor. $[kJ/s]$

\dot{m} : Flujo másico. $[kg/s]$

Δh : Diferencia de entalpía. $[kJ/kg]$

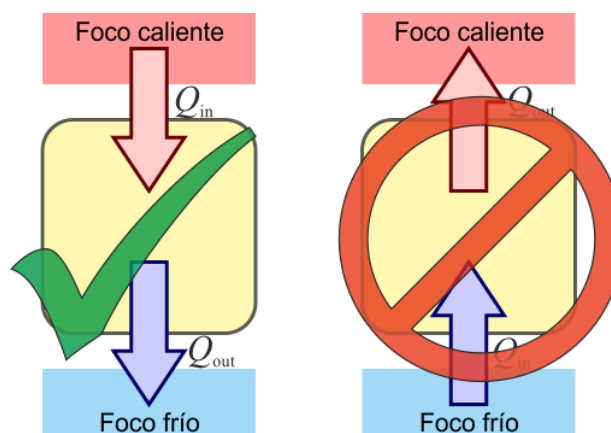
ΔT : Diferencia de temperatura. $[^{\circ}C]$

c_p : Calor específico. $[kJ/kg * ^{\circ}C]$

Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica abarca en esencia a la entropía, que tiene como definición al orden de las moléculas de las sustancias a diferentes temperaturas y esta a su vez gobierna a la teoría de un motor térmico, foco caliente y foco frío, según esta ley se dice que “Es imposible extraer una cantidad de calor de un foco caliente y usarla toda ella en un para producir trabajo. Cierta cantidad serpa dirigida a un foco frío”, esto se opone a la teoría del motor térmico perfecto

⁽²⁾.



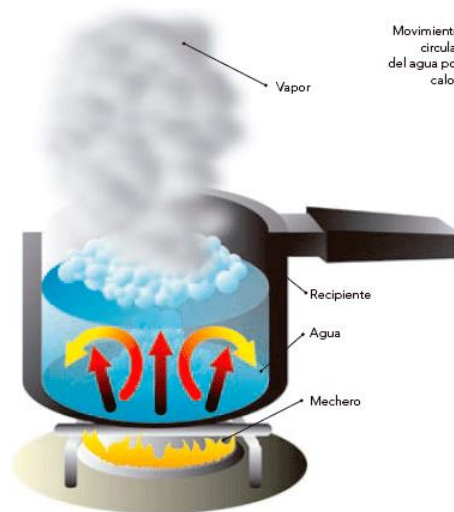
Fuente: FISCALAMP

*** Imagen 4 Ilustración de la segunda ley de la termodinámica**

Intercambiadores de calor

Convección térmica

La convección se clasifica como convección natural (o libre) y forzada, dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada se obliga a que el fluido fluya sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido caliente y la caída del fluido frío. La convección también se califica como externa e interna, dependiendo de si se obliga al fluido a fluir sobre una superficie o en un tubo.



Fuente: conducciondelcalor.wordpress.com

* **Imagen 5 Convección en un hervidor**

Convección natural

Como ya se había mencionado existen dos tipos de convección, hablaremos de la convección natural, se produce cuando un fluido no es manipulado por una máquina hidráulica, existen dos tipos de ecuaciones para poder encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección natural, particularmente en esta tesis se utilizará la ecuación de “CARABOGDAN”, y es expresada de la siguiente manera:

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{V} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Dónde:

$h_{p \rightarrow \infty}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección. [$W/m^2 * ^\circ C$]

V : Velocidad promedio del aire. [m/s]

Para conocer la cantidad de energía perdida por convección natural tenemos que relacionar; el coeficiente de transferencia de calor por convección natural, sección lateral de la instalación y la diferencia de temperatura, expresando todo esto en una ecuación tendríamos lo siguiente:

$$\dot{Q}_{conv.N} = h_{p \rightarrow \infty} * S_{L-Inst.} * (T_p - T_\infty) \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Dónde:

$h_{p \rightarrow \infty}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección. [$W/m^2 * ^\circ C$]

$S_{L-Inst.}$: Superficie lateral de la instalación. [m^2]

T_p : Temperatura de pared de la tubería. [$^\circ C$]

T_∞ : Temperatura medio ambiental. [$^\circ C$]

Por otro lado existe la convección forzada, que se produce cuando un fluido es forzado aumentando su velocidad con una máquina hidráulica, ya sea por un ventilador o por una bomba, para poder encontrar el valor numérico del coeficiente se necesita encontrar en primer lugar el número de Nusselt, del cual se hablará consiguientemente.

Número de Nusselt

En los estudios de convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales, también es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor h con el número de Nusselt, que se define como:

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}} [1] \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Dónde:

k_{mat} : Conductividad térmica del fluido. [$W/m * ^\circ C$]

L_c : Longitud característica del fluido. [m]

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección. [$W/m^2 * ^\circ C$]

De la ecuación anterior (Ecuación 1.5), se puede desprender los siguientes términos para poder ayudar a su entendimiento:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h * \Delta T}{k_{mat} * \Delta T / L_c} = \frac{h * L_c}{k_{mat}} = Nu [1] \quad \text{Ecuación 1.8}$$

Dónde:

\dot{q}_{conv} : Calor debido a la convección. [W/m]

\dot{q}_{cond} : Calor debido a la conducción. [W/m]

ΔT : Variación de temperatura. [$^\circ C$]

Sin embargo, hay una ecuación específica para poder calcular el número de Nusselt en un banco de tubos la cual es:

$$Nu = C_1 * C_2 * Re_{m\acute{a}x}^m * Pr^{0.36} * (Pr/Pr_s)^{1/4} [1] \quad \text{Ecuación 1.9}$$

Dónde:

$Nu_{m\acute{a}x}$: Número de Nusselt máximo del fluido. [1]

$Re_{m\acute{a}x}$: Número de Reynolds máximo del fluido. [1]

Pr : Número de Prandtl del fluido. [1]

Pr_s : Número de Prandtl del fluido en la superficie de la tubería. [1]

Los valores de C_1 , C_2 y m dependen del valor del número de Reynolds los cuales se verifican de la siguiente manera:

N (n° filas)	1	2	3	4	5	7	10	13	16
En línea	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Cruzada	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Fuente: Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transferencia de calor – Universidad de Sevilla

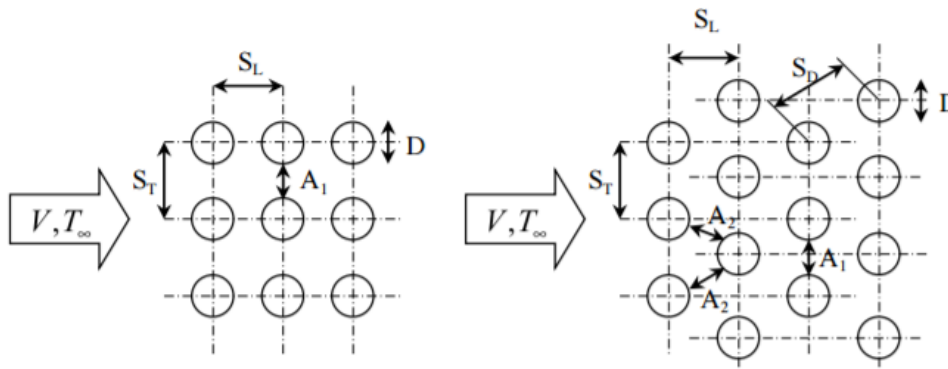
Tabla 1. Valores de C_2 para número de Nusselt.

Distribución	S_T/D	S_L/D							
		1.25		1.50		2.00		3.00	
		C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
En línea	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
	2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
	3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Cruzada	0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
	0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
	1.000	-	-	0.479	0.558	-	-	-	-
	1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Fuente: Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transferencia de calor – Universidad de Sevilla

Tabla 2. Valores para C_1 y m

En el arreglo de banco de tubos existen dos tipos, los cuales son; en línea y cruzada, es mejor la configuración cruzada por su mayor área de transferencia de calor entre el fluido y la superficie de la tubería, para entender mejor cómo se disponen las configuraciones se adjunta la siguiente imagen:



Fuente: Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transferencia de calor – Universidad de Sevilla

***Imagen 6. Disposición de configuración en banco de tubos**

Los valores de S_L y S_T pueden ser obtenidos de los indicadores de la tabla 2, teniendo en cuenta que ya se debe de saber el diámetro exterior de los tubos.

Ya hemos definido el número de Nusselt para un fluido que impacta en un banco de tubos, ahora nos hace falta definir cómo calcularíamos el número de Nusselt en el interior de un tubo, este fenómeno es conocido como flujo transitorio forzado y es calculado de la siguiente forma:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n [1] \quad \text{Ecuación 1.10}$$

Dónde:

- $Nu_{m\acute{a}x}$: Número de Nusselt máximo del fluido. [1]
 $Re_{m\acute{a}x}$: Número de Reynolds máximo del fluido. [1]
 Pr : Número de Prandtl del fluido. [1]
 n : Tiene el valor de 0.3 para enfriamiento y 0.4 para calentamiento. [1]

Número de Prandtl

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límites de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl a dimensionalmente, definido como (6):

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular de calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu * C_p}{k} [1] \quad \text{Ecuación 1.11}$$

Dónde:

- Pr: Número de Prandtl
 μ : Viscosidad cinemática
 C_p : Calor específico del fluido

Número de Reynolds

Este parámetro define al fluido su régimen como puede ser laminar o turbulento, sin embargo, está sometida a factores físico tales como la superficie en la cual fluye el fluido, temperatura del fluido y la razón de inercia de las fuerzas viscosas del fluido y se define como:

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.12}$$

Dónde:

V : Velocidad promedio del fluido. [m/s]

L_c : Longitud característica del fluido. [m]

ν : Viscosidad cinemática. [m^2/s]

ρ : Densidad del fluido. [kg/m^3]

μ : Viscosidad dinámica. [$Pa * s$]

Si bien es cierto en la, se utiliza el diámetro y longitud característicos, sin embargo en intercambiadores de calor se hacen otros cálculos previos al número de Reynolds como serán vistos a continuación:

Para intercambiador de calor de banco de tubos, el diámetro exterior es diferente, debido a su configuración, la siguiente ecuación que se presentará sólo funciona en la configuración de tubos escalonados, y es justamente la configuración que se hará en la investigación, otro punto importante es que esta fórmula es utilizada cuando se desconoce la cantidad de tubos en el intercambiador de calor.

$$D_e = \frac{4 * \left(\cos \theta * P_t * \sin \theta * P_t - \cos \theta * \left(\frac{\pi * \phi_{ext}^2}{4} \right) \right)}{\cos \theta * \pi * \phi_{ext}} \quad \text{Ecuación 1.13}$$

Dónde:

P_t : Espacio distancia entre ejes escalonados de los tubos. [m]

ϕ_{ext} : Diámetro exterior de los tubos del intercambiador de calor. [m]

θ : Ángulo formado por cada escalón del intercambiador de calor. [$^\circ$]

La ecuación “1.13”, sirve cuando se desconoce la cantidad de tubos por cada paso, en caso se conociera la cantidad de tubos del intercambiador de calor se utilizará otra fórmula, aclarando previamente que la siguiente fórmula es más utilizada en el cálculo de caída de presión (se verá más adelante), debido a que ya es un diámetro equivalente global y no local como es el anterior, si en el cálculo de caída de presión se considera el diámetro exterior equivalente local la caída de presión sería voluptuoso, y la potencia del ventilador muy exagerada, para encontrar el nuevo diámetro exterior equivalente se puede realizar lo siguiente:

$$D'_e = \frac{D_S^2 - N_{t/p} * \phi_{ext}^2}{N_{t/p} * \phi_{ext}} \quad \text{Ecuación 1.14}$$

Dónde:

$N_{t/p}$: Número total de tubos por cada paso del intercambiador de calor. [Unidades]

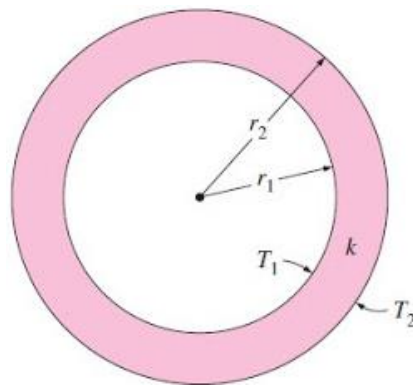
D_S : Diámetro exterior de la coraza del intercambiador de calor. [m]

ϕ_{ext} : Diámetro exterior de los tubos del intercambiador de calor. [m]

Para las ecuaciones”1.14 y 1.13”, las variables “ D_e ” y “ D'_e ”, son equivalentes a la longitud característica del fluido que se simboliza cómo “ L_c ”.

Conducción térmica

Conducción térmica es un fenómeno de transferencia de calor común en el área de la ingeniería, se da en todo tipo de geometrías que se pueda ingeniar, para simplificar los cálculos se clasificaron en tres tipos, planas, tubulares y esféricas. En esta investigación se utilizará la conducción tubular, con la finalidad de encontrar la temperatura en pared, en la fórmula se relaciona la el coeficiente de transferencia de calor por convección ya sea natural o forzada, y la conductividad térmica de cada material.



Fuente: <http://aprendiendoingenieriaquimica.blogspot.pe>

***Imagen 7. Conducción en tubo circular**

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

Dónde:

Φ_l : Calor unitario perdido. [W/m]

T_{f1} : Temperatura media del fluido interno. [°C]

T_{f2} : Temperatura media del fluido externo. [°C]

k_{mat} : Conductividad térmica del material del tubo. [W/m * °k]

$\phi_{int.}$: Diámetro interno del tubo. [m]

$\phi_{ext.}$: Diámetro externo del tubo. [m]

$h_{int.}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección interno del tubo. [W/m² * °C]

$h_{ext.}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección externo del tubo. [W/m² * °C]

Aislamiento térmico

Se denomina aislamiento térmico a un elemento donde su conductividad térmica es muy pequeña o en otras palabras tiene una gran resistencia a transferir calor por conducción, es utilizado comúnmente para aislar tuberías y así evitar pérdida de calor por convección en el medio ambiente, en la ecuación "1.15" está definida para un tubo sin aislamiento térmico, por otro lado una tubería con aislamiento térmico sería diferente quedando una nueva ecuación.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{2 * k_{ais}} * \ln\left(\frac{\phi'_{ext.}}{\phi_{ext.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi'_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.16}$$

Dónde:

k_{ais} : Conductividad térmica del aislante. [W/m]

$\phi'_{ext.}$: Diámetro exterior del aislante térmico. [m]

Para conocer la conductividad térmica del aislante tenemos que consultar a una tabla, que en esta investigación se le denomina como Tabla 23, que si nos fijamos es necesario previamente conocer la temperatura media del aislamiento, se puede conocer si se sabe la temperatura de pared externa de la tubería y la temperatura de pared exterior del aislante térmico que durante el procedimiento se impone, puede ser calculado de la siguiente manera.

$$t_m = \frac{T_{p2} + T_{p3}}{2} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

Dónde:

T_{p2} : Temperatura de pared externa de la tubería sin aislar. [°C]

T_{p3} : Temperatura de pared externa del aislamiento térmico. [°C]

Como todo proceso tiene un rendimiento, el aislamiento térmico no se salva de ello, de tal manera se puede imponer un rendimiento de aislamiento en el procedimiento de cálculo.

$$\eta_{ais} = 1 - \frac{\dot{Q}_{C/A}}{\dot{Q}_{S/A}} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

Dónde:

η_{ais} : Rendimiento de aislamiento térmico. [%]

$\dot{Q}_{C/A}$: Calor perdido con aislamiento térmico. [kW]

$\dot{Q}_{S/A}$: Calor perdido sin aislamiento térmico. [kW]

Se puede expresar el calor total perdido como calor unitario o lineal perdido, previamente es necesario conocer la longitud total de la tubería o equipo.

$$q_{Tub} = \frac{\dot{Q}_{Tub}}{L_{total}} \quad \text{Ecuación 1.19}$$

Dónde:

q_{Tub} : Calor lineal perdido en tubería. [kW/m]

\dot{Q}_{Tub} : Calor total perdido de tubería. [kW]

L_{total} : Longitud total de tubería. [m]

Para poder determinar el diámetro exterior de la tubería con aislamiento térmico se necesita utilizar una parte de la ecuación "1.16", despejando toda la ecuación para encontrar el diámetro nos quedaría de esa forma:

$$\phi'_{ext.} = e^{\left[\frac{\pi \cdot (T_{p2} - T_{p3})}{q_{Tub} \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot k_{mat}} \right)} \right]} * \phi_{ext.} \quad \text{Ecuación 1.20}$$

Dónde:

T_{p2} : Temperatura de pared externa de tubería desnuda. [kW/m]

T_{p3} : Temperatura de pared externa del aislamiento térmico. [kW]

k_{mat} : Conductividad térmica del aislamiento térmico. [m]

$\phi_{ext.}$: Diámetro exterior de la tubería desnuda. [kW/m]

Grosor de aislamiento térmico, para poder encontrar el grosor es necesario comparar el diámetro exterior de la tubería desnuda con el diámetro exterior del aislamiento térmico, generando la siguiente ecuación:

$$\delta_{ais} = \frac{\phi'_{ext.} - \phi_{ext.}}{2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

Dónde:

δ_{ais} : Grosor de aislamiento térmico. [m]

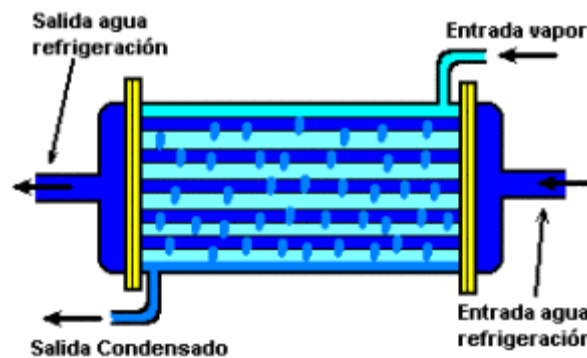
$\phi'_{ext.}$: Diámetro exterior de tubería desnuda. [m]

$\phi_{ext.}$: Diámetro exterior de aislamiento térmico. [m]

Potencia de intercambiador de calor

Un intercambiador de calor tiene varias formas, como pueden ser en cruz, equicorriente y en contracorriente, las cuales se deben de escoger con estrategia según el fluido que se calentará o enfriará, y también para qué equipo se utilizará, como ejemplo para una chimenea de caldera lo ideal sería un intercambiador en cruz, la geometría y la instalación de la misma se presta para ser en cruz y no implicaría mucho trabajo en cambio de configuración e instalación del intercambiador de calor.

A continuación, se les presentará las fórmulas necesarias para poder calcular la potencia de un intercambiador de calor que básicamente se basan en un balance térmico, en la imagen 7 podemos observar un aparato de intercambio de calor, donde ingresa un fluido caliente y otro frío.



Fuente: dispositivosfee.blogspot.pe

*** Imagen 8. Intercambiador de calor**

El balance térmico está definido por:

$$\dot{Q}_{I.C.} = \dot{m}_a * C_{p1} * (T_1 - T_2) = \dot{m}_b * C_{p2} * (T'_1 - T'_2) \text{ [kW]} \quad \text{Ecuación 1.22}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{I.C.}$: Potencia del intercambiador de calor [kW]

\dot{m}_a : Flujo másico del fluido "a". [kg/s]

\dot{m}_b : Flujo másico del fluido "b". [kg/s]

C_{p1} : Calor específico del fluido "a". [kJ/kg * °C]

C_{p2} : Calor específico del fluido "b". [kJ/kg * °C]

Superficie de intercambio de calor

En esta superficie es donde se producen los procesos de transferencia de calor que por lo general son de tipo convección forzada y conducción, y puede ser calculada de la siguiente forma.

$$\dot{Q}_{I.C.} = K * S_{I.C.} * \Delta T_m \text{ [kW]} \quad \text{Ecuación 1.23}$$

Dónde:

$\dot{Q}_{I.C.}$: Potencia del intercambiador de calor. [kW]

K : Coeficiente global de intercambio de calor. [$W/m^2 * ^\circ C$]

$S_{I.C.}$: Superficie de intercambio de calor. [m^2]

ΔT_m : Diferencia media de temperatura de los fluidos y según la configuración del intercambiador de calor. [$^\circ C$]

Una vez calculada la superficie del intercambiador de calor procederemos a calcular cuántos tubos se necesitaría por cada paso, con la finalidad de tener un mayor alcance en sus dimensiones internas del intercambiador de calor.

$$S_{I.C.} = N_p * N_{t/p} * S_{L-unit} \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{Ecuación 1.24}$$

Dónde:

$S_{I.C.}$: Superficie de intercambio de calor. [m^2]

N_p : Número de pasos del intercambiador de calor. [1]

$N_{t/p}$: Número de tubos por pasos del intercambiador de calor. [1]

Para poder calcular la superficie unitaria de cada tubo (S_{L-unit}) se utiliza la fórmula:

$$S_{L-unit} = \pi * d_{ext} * L_{tubo} \text{ [m}^2\text{]} \quad \text{Ecuación 1.25}$$

Dónde

S_{L-unit} : Superficie unitaria de los tubos internos del intercambiador de calor. [m^2]

d_{ext} : Diámetro exterior de la tubería. [m]

L_{tubo} : Longitud unitaria de la tubería. [m]

Ahora será necesario calcular el coeficiente global de transferencia de calor y puede ser calculado de la siguiente manera:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{inc}} \quad \text{Ecuación 1.26}$$

Dónde:

h_{int} : Coeficiente de transferencia de calor por convección interno. [$W/m^2 * ^\circ C$]

h_{ext} : Coeficiente de transferencia de calor por convección externo. [$W/m^2 * ^\circ C$]

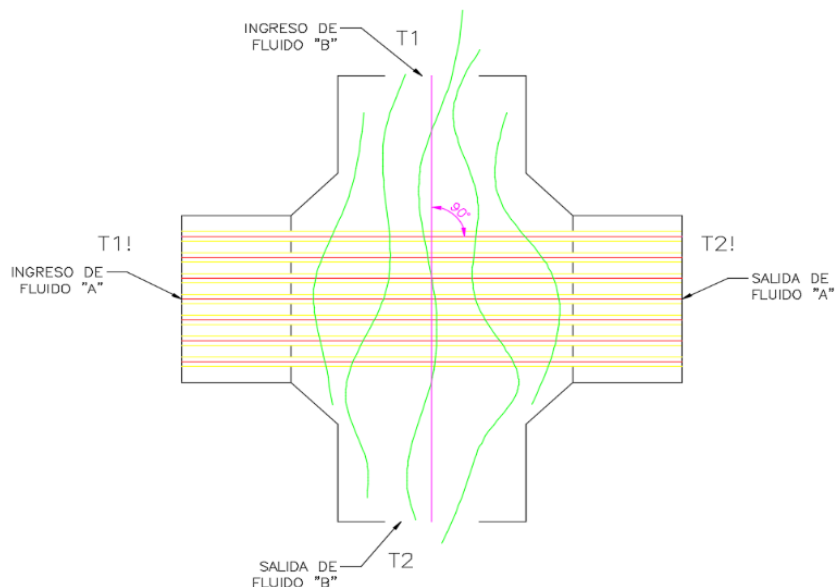
δ_{mat} : Espesor de tubería. [m]

k_{mat} : Conducción térmica del material de la tubería. [$W/m * ^\circ C$]

R_{inc} : Resistencia térmica de incrustaciones. [$m^2 * ^\circ C/W$]

Intercambiador de calor en cruz

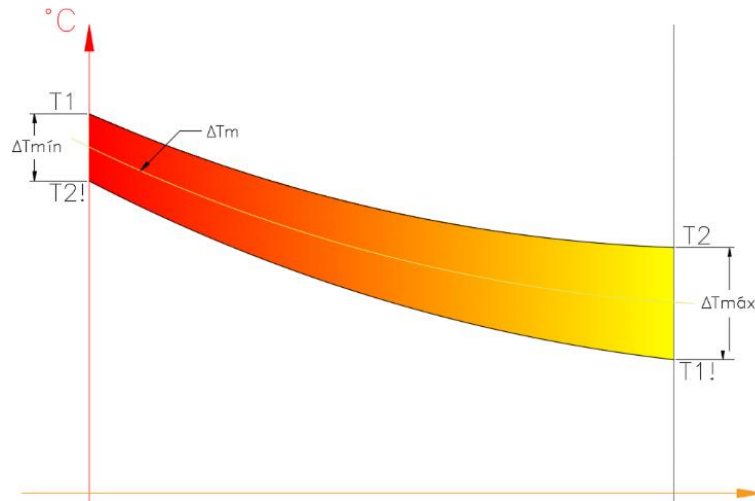
Este tipo de intercambiador de calor se caracteriza por sus fluidos son perpendiculares, es decir forman un ángulo de 90° , en la imagen 9 podemos ver a un intercambiador de calor con la configuración en cruz, en este ejemplo el fluido "A", ingresa en tubos, mientras que el fluido "B" transita libremente por un conducto como puede ser una chimenea o un ducto de enfriamiento o calentamiento.



Fuente: Elaboración propia

*** Imagen 9 Intercambiador de calor en cruz**

La imagen 9 muestra el comportamiento de la temperatura en función del área de intercambio de calor y también se puede ver la ubicación aproximada de las diferencias máximas y mínimas de temperaturas ($\Delta T_{m\acute{a}x}$ y $\Delta T_{m\acute{i}n}$, respectivamente) y la temperatura media algorítmica ΔT_m .



Fuente: Elaboración propia

* Imagen 10 Gráfico °C vs m²

Para calcular las diferenciales de temperatura se necesitarán las siguientes fórmulas:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \left| \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T} \right|} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Ecuación 1.27}$$

Dónde:

ΔT_m : Diferencia de temperatura media algorítmica. [°C]

$\Delta T_{m\acute{a}x}$: Diferencia de temperatura máxima. [°C]

$\Delta T_{m\acute{i}n}$: Diferencia de temperatura mínima. [°C]

T: Temperatura media aritmética. [°C]

Dónde "T" se define de la siguiente manera:

$$T = \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (T'_2 - T'_1)^2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Ecuación 1.28}$$

Intercambiador de calor en equicorriente

Esta configuración del intercambio de calor se caracteriza por sus fluidos de enfriamiento y calentamiento son paralelos entre sí y van en un mismo sentido, necesariamente tienen que formar un ángulo de 180°, para poder calcular la diferencia térmica media se utiliza una fórmula diferente la cual es:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} - \Delta T_{m\acute{i}n}}{\ln \left| \frac{\Delta T_{m\acute{a}x}}{\Delta T_{m\acute{i}n}} \right|} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Ecuaci3n 1.29}$$

D3nde:

ΔT_m : Diferencia de temperatura media alg3ritmica. [°C]

$\Delta T_{m\acute{a}x}$: Diferencia de temperatura m\acute{a}xima. [°C]

$\Delta T_{m\acute{i}n}$: Diferencia de temperatura m\acute{i}nima. [°C]

Intercambiador de calor en contracorriente

Estos casos de intercambiadores son muy similares a los de equicorriente la \acute{u}nica diferencia que existe entre ellos es que el de contracorriente los fluidos van en sentido inverso, y la f3rmula para calcular su diferencia de temperatura media es la misma (*Ecuaci3n 1.18*).

Pérdidas en caldera

Pérdida por entalpía de gases residuales

Esta pérdida se da en los gases residuales debido a la combustión en la caldera, y esta es realizada en base seca:

$$P_1 = k * \frac{T_g - T_a}{CO_2} \quad \text{Ecuación 1.30}$$

Dónde:

k : Constante de Siegert. [1]

T_g : Temperatura de gases a la salida de la chimenea. [°C]

T_a : Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador. [°C]

CO_2 : Concentración de dióxido de carbono en los gases residuales. [%]

Combustible	k
Residuales	0,53
Destilados	0,48
GLP	0,40
Gas natural	0,35

Fuente: NTP.350.300:2001

Tabla 3. Valores típicos de la constante de Siegert, K .

Pérdida por entalpía del vapor de agua en gases residuales

Es debida a la cantidad de vapor de agua que se encuentra en los gases residuales de la caldera.

$$P_2 = \frac{[(H_2O) + 9 * [H]] * (2488 - 4.2 * T_a - T_g)}{PCS} \quad \text{Ecuación 1.31}$$

Dónde:

H_2O : Porcentaje de agua en los gases residuales. [%]

H : Porcentaje de hidrógeno en los gases residuales. [%]

T_g : Temperatura de gases a la salida de la chimenea. [°C]

T_a : Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador. [°C]

PCS : Poder calorífico superior del combustible. [kJ/kg]

Pérdida por inquemados gaseosos

Pérdida porcentual de calor debida a los inquemados gaseosos.

$$P_3 = k_1 * \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]} \quad \text{Ecuación 1.32}$$

Dónde:

CO_2 : Concentración volumétrica de dióxido de carbono en los gases residuales. [%]

CO : Concentración volumétrica de monóxido de carbono en los gases residuales. [%]

k_1 : Constante de inquemados gaseosos del combustible. [1]

Combustible	k_1
Residuales	54
Destilados	53
GLP	48
Gas natural	40

Fuente: BSI 845: Part 1: 1987

Tabla 4. Valores para la constante de inquemados, k_1

Pérdida por inquemados sólidos

Se da cuando existe cierta cantidad de combustible sólido no quemado y esta pérdida está definida de la siguiente manera:

$$P_4 = 0.14 * B^2 + 0.08 * B + 0.07 \quad \text{Ecuación 1.33}$$

Dónde:

B : Índice de Bacharach, mediante el cual se evalúa la opacidad de los gases de la combustión.

INDICE DE BACHARACH	CALIFICACION	EFFECTOS
1	EXCELENTE	NO HAY HOLLIN
2	BUENA	HOLLIN MUY REDUCIDO
3	REGULAR	CIERTA CANT. DE HOLLIN
4	POBRE	HOLLIN VISIBLE
5	MUY POBRE	HOLLIN MUY VISIBLE
6 a 9	POBRISIMA	HOLLIN MUY MUY VISIBLE

Fuente: NTP.350.300.2001

Tabla 5. Valores para el índice de Bacharach. Fuente: NTP 350.300.2001

Pérdida por convección

Se evalúa la pérdida de energía por convección en superficies exteriores.

$$P_5 = 80 * \frac{\dot{Q}_{P5}}{\dot{W}_c} \quad \text{Ecuación 1.34}$$

Sabiendo que:

$$\dot{Q}_{P5} = h_{cf} * A_f * (T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g * (T_{sg} - T_a) \quad \text{Ecuación 1.35}$$

Al mismo tiempo podemos encontrar los coeficientes de transferencia de calor por convección con las siguientes fórmulas:

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad \text{Ecuación 1.36}$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad \text{Ecuación 1.37}$$

$$\dot{W}_c = 9.81 * BHP \quad \text{Ecuación 1.38}$$

Dónde:

A_f : Superficie exterior de la caldera. [m^2]

A_g : Superficie exterior de la chimenea. [m^2]

v : Velocidad del viento que circula en la sala de calderos. [m/s]

\dot{W}_c : Potencia de caldera. [kW]

T_{sf} : Temperatura exterior a la caldera, es asumida la temperatura en el cilindro de la caldera. [$^{\circ}k$]

T_{sg} : Temperatura exterior a la chimenea, es asumida la temperatura en la pared exterior de la chimenea. [$^{\circ}k$]

h_{cf} : Coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior de la caldera. [$kW/m^2 * ^{\circ}k$]

h_{cg} : Coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior de la chimenea. [$kW/m^2 * ^{\circ}k$]

Pérdida por radiación

Se evalúa la pérdida de energía por radiación en superficies exteriores.

$$P_6 = 80 * \frac{\dot{Q}_{P6}}{\dot{W}_c} \quad \text{Ecuación 1.39}$$

De similar manera sabemos que:

$$\dot{Q}_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g) \quad \text{Ecuación 1.40}$$

Al mismo tiempo podemos encontrar los coeficientes de transferencia de calor por conducción con las siguientes fórmulas:

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * \varepsilon * [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad \text{Ecuación 1.41}$$

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * \varepsilon * [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad \text{Ecuación 1.42}$$

$$\dot{W}_c = 9.81 * BHP \quad \text{Ecuación 1.43}$$

Dónde:

A_f : Superficie exterior de la caldera. [m^2]

A_g : Superficie exterior de la chimenea. [m^2]

ε : Emisividad del material que cubre al caldero. [1]

\dot{W}_c : Potencia de caldera. [kW]

T_{sf} : Temperatura exterior a la caldera, es asumida la temperatura en el cilindro de la caldera. [$^{\circ}k$]

T_{sg} : Temperatura exterior a la caldera, es asumida la temperatura en la pared exterior de la chimenea. [$^{\circ}k$]

q_{rf} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación en el exterior de la caldera. [kW/m^2]

q_{rg} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación en el exterior de la chimenea. [kW/m^2]

Pérdida total

Debido a que ya se conocen las pérdidas puntuales, es posible calcular la pérdida total con la siguiente fórmula:

$$\eta_T = 100 - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) \quad \text{Ecuación 1.44}$$

Cálculo en calderas

Porcentaje de carga en calderas

En este porcentaje se define a cuanto potencia trabajará la caldera, previamente se discute con el fabricante con el objetivo de no trabajar a menos de la carga mínima, ni sobrepasando la máxima, debido a que el rendimiento podría disminuir considerablemente, y este puede ser calculado con la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_T = 9.81 * BHP * F_c \quad \text{Ecuación 1.45}$$

Dónde:

\dot{Q}_T : Calor total de la caldera [kW]

BHP: Potencia neta de la caldera [BHP]

F_c : Factor de carga durante la operación [1]

Calor útil de caldera

Este calor es necesario saberlo debido a que existe el rendimiento de caldera, es decir que este valor es real porque ya se sometió a las diferentes pérdidas fijas y variables de la caldera, este calor puede ser calculado con la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_T * \eta_T \quad \text{Ecuación 1.46}$$

Dónde:

\dot{Q}_U : Calor útil de caldera [kW]

\dot{Q}_T : Calor total de caldera [kW]

η_T : Rendimiento total de caldera [%]

Por otro lado esta ecuación también puede ser expresada con los fluidos de trabajo o con los ingresantes, de esta manera quedarían arreglado:

$$\dot{Q}_U = \dot{m}_{cble} * PCI + \dot{m}_{aire} * h_{aire} = \dot{m}_v * (h_{vapor} - h_{agua}) \quad \text{Ecuación 1.47}$$

Dónde:

\dot{m}_{cble} : Flujo másico de combustible [kg/s]

PCI: Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg]

\dot{m}_{aire} : Flujo másico de aire inyectado a caldera [kg/s]

h_{aire} : Entalpía del aire inyectado a caldera [kJ/kg]

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor generado [kg/s]

h_{vapor} : Entalpía de vapor generado [kJ/kg]

h_{agua} : Entalpía de agua de alimentación a caldera [kJ/kg]

Relación aire combustible

Cuando hablamos de calderas es natural y obligatorio hablar también de la relación que existe entre el combustible y el aire, otra forma de entenderlo es; cuántos kilogramos de aire entran por cada kilogramo de combustible, nos sirve para saber si la mezcla de combustible y aire es rica u pobre, matemáticamente se puede expresar de la siguiente manera:

$$R_{a-cble} = \frac{N_{aire} * (N_{O_2} * M_{mO_2} + 3.76 * N_{N_2} * M_{mN_2})}{N_C * M_{mC} + N_H * M_{mH}} \quad \text{Ecuación 1.48}$$

Dónde:

N_{O_2} : Número de moles de oxígeno en la mezcla. [mol]

N_{N_2} : Número de moles de nitrógeno en la mezcla.

N_C : Número de moles de carbono en la mezcla.

N_H : Número de moles de hidrógeno en la mezcla.

M_{mC} : Masa molar del carbono.

M_{mH} : Masa molar del hidrógeno.

$M_{m/aire}$: Masa molar del aire.

M_{mO_2} : Masa molar del oxígeno.

M_{mN_2} : Masa molar del nitrógeno.

En esta relación también podemos calcular la cantidad de gases residuales de la combustión que se encuentran, matemáticamente hablando y teniendo en cuenta la ecuación “48”, podemos declarar las siguientes ecuaciones:

$$R_{a-cble} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{cble}} \quad \text{Ecuación 1.49}$$

$$\dot{m}_{gr} = \dot{m}_{cble} + \dot{m}_{aire} \quad \text{Ecuación 1.50}$$

$$\dot{m}_{gr} = \dot{m}_{aire} * \left(\frac{1 + R_{a-cble}}{R_{a-cble}} \right) \quad \text{Ecuación 1.51}$$

Dónde:

\dot{m}_{gr} : Flujo másico de los gases residuales.

\dot{m}_{aire} : Flujo másico del aire en la mezcla.

\dot{m}_{cble} : Flujo másico del combustible.

R_{a-cble} : Relación aire combustible de la mezcla.

En la ecuación 1.34 se puede hacer uso de la relación aire combustible teniendo como resultado una nueva ecuación para el calor útil de la caldera.

$$\dot{Q}_U = \dot{m}_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h_{aire}) \quad \text{Ecuación 1.52}$$

Dónde:

R_{a-cble} : Relación aire combustible. [kg – aire/kg – cble]

PCI : Poder calorífico inferior. [kJ/kg]

Balance estequiométrico

Para calcular la masa molar del aire en la mezcla se necesitará hacer el balance estequiométrico, el cual puede ser obtenido de la siguiente manera



Hidrógeno en agua

Una vez planteada, se hace el balance estequiométrico con el fin de obtener los coeficientes A, B, C, D, E; los cuales son la cantidad de moles que participan en la mezcla para llevar a cabo la combustión, por otro lado Russell en su libro “Termodinámica clásica”, da entender que no existe el hidrógeno libre, debido a que este tiene una gran afinidad con el oxígeno llegando así a formar agua, por lo cual el autor define la siguiente ecuación:



Pérdida de presión en sistema de ventilación

Pérdida de presión en coraza

En esta investigación se hará un intercambiador de calor tubular, y por eso tendrá un juego de tubos en el centro de la coraza, ello refleja una caída de presión, también tendrá cierta cantidad de mamparas o baffles, en primer lugar tendríamos que encontrar el área de flujo en la coraza según la configuración.

$$a_s = \frac{D_s * C * B}{P_t} [m^2] \quad \text{Ecuación 1.55}$$

Dónde:

- a_s : Área de flujo en la coraza. [m^2]
- D_s : Diámetro interior de coraza. [m]
- C : Distancia diagonal libre entre tubo. [m]
- B : Espacio libre entre baffles. [m]
- P_t : Distancia entre eje de tubos escalonados. [m]

El siguiente punto a encontrar es la velocidad másica del fluido en el interior de la coraza.

$$G_s = \frac{\dot{m}}{a_s} [kg/m^2 * s] \quad \text{Ecuación 1.56}$$

Dónde:

- G_s : Velocidad de flujo. [m^2]
- \dot{m} : Flujo másico. [m]
- a_s : Área de flujo en la coraza. [m^2]

El siguiente paso sería encontrar el diámetro equivalente del interior de la coraza, sin embargo este tema ya fue tocado en el "Número de Reynolds", podemos ubicarlo en la Ecuación 1.15, con tal ecuación y los dos últimos datos calculados podemos encontrar el nuevo número de Reynolds y seguiremos con el cálculo de caída de presión.

$$Re = \frac{D'_e * G_s/t}{\mu} [1] \quad \text{Ecuación 1.57}$$

Dónde:

D'_e : Diámetro exterior equivalente en el lado de la coraza. [m]

G_s : Velocidad de flujo. [$kg/m^2 * s$]

μ : Viscosidad dinámica del fluido. [$Pa * s$]

Factor de fricción que existe en el lado de la coraza puede ser calculado por medio de la siguiente ecuación:

$$f = 1.728 * Re^{-0.188} \quad \text{Ecuación 1.58}$$

Caída de presión debido a la configuración del intercambiador de calor viene gobernada por la siguiente ecuación.

$$\Delta P = f * \frac{(N_B + 1) * D_S}{D'_e} * \frac{G_s^2}{2 * \rho} \quad \text{Ecuación 1.59}$$

Dónde:

ΔP : Caída de presión en el interior de la coraza. [Pa]

f : Factor de fricción. [m]

N_B : Número de baffles en el intercambiador de calor. [m^2]

D_S : Diámetro interior de coraza. [m]

D'_e : Diámetro exterior equivalente en el lado de la coraza. [m]

G_s : Velocidad de flujo. [m^2]

ρ : Densidad del fluido en la coraza. [kg/m^3]

Pérdida de presión secundaria en tuberías

En la mecánica de fluido las pérdida secundarias son debidas a los accesorios que hay en todo el sistema, como por ejemplo pueden ser; codos, tees, válvulas, reducciones o expansiones, la expresión matemática para poder calcular la equivalencia en metros de las pérdida generada por cada accesorio viene gobernada por la siguiente ecuación:

$$\xi = \frac{h_m}{V_{f\text{máx}}^2 / (2 * g)} \quad \text{Ecuación 1.60}$$

Dónde:

- h_m : Altura equivalente de pérdida. [m]
 ξ : Longitud equivalente del accesorio. [m]
 $V_{f\text{máx}}$: Velocidad máxima del fluido. [m/s]
 g : Constante de gravedad (9.81). [m/s²]

Pérdida de presión primaria en tuberías

Es conocido en los textos de mecánica de fluidos, que existe dos tipos de caída de presión, uno es por accesorios y el otro es por la longitud e fricción de la tubería, en esta investigación se verán ambos casos, hablaremos de la presión primaria que es la pérdida de presión generada por la fricción del tubería con el fluido y varía según la velocidad del mismo, para esta ecuación será necesario primero encontrar el factor de fricción que es diferente al de la Ecuación 1.58, la ecuación que utilizaremos tiene como nombre Haaland, a diferencia de la ecuación de Colebrook, la ecuación que utilizaremos tiene mayor exactitud debido a que el factor de fricción es más explícita.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon / \phi_{int}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad \text{Ecuación 1.61}$$

Dónde:

- f : Factor de fricción. [1]
 Re : Número de Reynolds. [1]
 ε : Rugosidad absoluta del material de la tubería. [m]
 ϕ_{int} : Diámetro interior de la tubería. [m]

Debido a que ya conocemos todos los datos necesarios para calcular la caída de presión producida en el sistema se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\Delta P = f * \left(\frac{L_t + h_m}{\phi_{int}} \right) * \frac{\rho * V^2}{2} \quad \text{Ecuación 1.62}$$

Dónde:

- f : Factor de fricción. [1]
- L_t : Longitud total de tubería. [1]
- h_m : Altura equivalente de pérdida. [m]
- ϕ_{int} : Diámetro interior de la tubería. [m]
- ρ : Densidad del fluido en el interior del tubo. [kg/m³]
- V : Velocidad del fluido en la tubería. [m/s]

Pérdida de presión en el lado de tubos

Así como existe una pérdida de presión en la coraza, en el lado de tubos también existe y se debe al flujo que hay en el interior de cada tubo del haz que se propone y el área equivalente de ese haz está regida por la siguiente ecuación:

$$a_t = \frac{N_{t/p} * \pi * \phi_i^2}{4 * N_t} \quad \text{Ecuación 1.63}$$

Dónde:

- $N_{t/p}$: Número de tubos por pasos del intercambiador de calor. [1]
- N_t : Número de pasos del intercambiador de calor. [1]
- ϕ_i : Diámetro interior de los tubos internos. [m]

El flujo másico individual de cada tubo viene definida de la siguiente manera:

$$G_t = \frac{\dot{m}_{gc}}{a_t} \quad \text{Ecuación 1.64}$$

Dónde:

- a_t : Área equivalente en el lado de tubos. [m²]
- N_t : Número de pasos del intercambiador de calor. [1]
- \dot{m}_{cble} : Flujo másico del combustible. [kg/s]

Para poder conocer el factor de fricción en el lado de tubos tenemos la siguiente ecuación:

$$f = \left(0.00140 + \frac{0.125}{Re^{0.32}}\right) * 1.2 \quad \text{Ecuación 1.65}$$

Dónde:

Re : Número de Reynolds. [1]

Y la caída de presión total en este lado de tubos está definida de la siguiente manera:

$$\Delta P_t = 4 * f * N_t * \frac{L_{tubo}}{\phi_i} * \frac{G_t^2}{2 * \rho} \quad \text{Ecuación 1.66}$$

Dónde:

f : Factor de fricción. [1]

N_t : Número de pasos del intercambiador de calor. [1]

L_{tubo} : Longitud de tubo. [m]

ϕ_i : Diámetro interior de los tubos internos. [m]

G_t : Velocidad de flujo en el lado de tubos. [$kg/m^2 * s$]

ρ : Densidad del fluido. [kg/m^3]

Caída de presión total en el sistema

Esta caída es simplemente la suma total de todas las pérdidas de presión que se han generado por la instalación y matemáticamente se define de la siguiente manera:

$$\Delta P_T = \sum \Delta P_S \quad \text{Ecuación 1.67}$$

Potencia de ventilador

$$P_{vent} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}}\right) * \Delta P_T}{\eta_{vent} * 1000} * F.S. \quad \text{Ecuación 1.63}$$

Dónde:

ΔP_T : Caída de presión total del sistema [Pa]

\dot{m}_{aire} : Flujo másico del aire. [kg/s]

η_{vent} : Rendimiento de ventilador. [1]

ϕ_{int} : Diámetro interior de la tubería. [m]

ρ : Densidad del fluido en el interior del tubo. [kg/m³]

$F.S.$: Factor de seguridad de diseño. [1]

Potencia eléctrica de motor

Así como cualquier máquina eléctrica estática rotativa el ventilador requiere de un accionamiento mecánico que puede ser un motor de combustión interna o en su defecto un motor eléctrico, en tal caso la potencia requerida del motor eléctrico es.

$$P_{M.E.} = \frac{P_{vent}}{\eta_{mec}} \quad \text{Ecuación 1.64}$$

Dónde:

P_{vent} : Potencia de ventilador. [kW]

η_{mec} : Rendimiento de transmisión mecánica. [1]

Aumento de rendimiento

Temperatura media aritmética

Para poder calcular el nuevo rendimiento primero tenemos que exponer de forma porcentual a las pérdidas fijas y variables, como pérdida variable vamos a indicar que serán los gases residuales debido a que varían en función de la temperatura de los gases y del ambiente, entonces como primer paso calcularemos la variación de temperatura aritmética de la siguiente manera:

$$\Delta T = \frac{T_i - T_f}{2} \quad \text{Ecuación 1.65}$$

Dónde:

T_i : Temperatura inicial de los gases residuales. [°C]

T_f : Temperatura final de los gases residuales. [°C]

Calor perdido variable

Exponiendo la pérdida porcentual se necesitará la siguiente ecuación, dónde el calor perdido es calculado con la ecuación 1.4 y el calor total con la ecuación 1.45.

$$\dot{q}_{pv} = \frac{\dot{Q}_{pv}}{\dot{Q}_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.66}$$

Dónde:

\dot{q}_{pv} : Calor perdido porcentual variable. [%]

\dot{Q}_{pv} : Calor variable. [kW]

\dot{Q}_T : Calor total de caldera. [kW]

Calor perdido fijo porcentual en rendimiento

Como ya se puede calcular la pérdida variable porcentual con la ecuación 1.66 ahora se podrá calcular la o las pérdidas fijas según se requiera, para el caso de esta investigación como ya se sabe el rendimiento total y el porcentaje de pérdida variable, el resultado de esa resta será la pérdida fija.

$$\eta_T = 100 - \dot{q}_{pv} - \dot{q}_{pf} \quad \text{Ecuación 1.67}$$

Dónde:

η_T : Rendimiento total de caldera. [%]

\dot{q}_{pv} : Calor perdido porcentual variable. [%]

\dot{q}_{pf} : Calor perdido porcentual fijo. [%]

Calor perdido fijo

De similar manera que al calor perdido variable, la pérdida fija puede ser expresada tanto porcentualmente como entero y para conocer el valor se necesitará la ayuda de la siguiente ecuación:

$$\dot{q}_{pf} = \frac{\dot{Q}_{pf}}{\dot{Q}_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.68}$$

Dónde:

\dot{q}_{pv} : Calor perdido porcentual fijo. [%]

\dot{Q}_{pv} : Calor fijo. [kW]

\dot{Q}_T : Calor total de caldera. [kW]

Variación de rendimiento total

Como paso final es la obtención del aumento de rendimiento que básicamente es la resta del rendimiento actual con el rendimiento final debido a la instalación del proyecto.

$$\Delta\eta = \eta_{T/2} - \eta_T \quad \text{Ecuación 1.69}$$

Dónde:

$\eta_{T/2}$: Rendimiento total después de la instalación del proyecto. [%]

η_T : Rendimiento total inicial de la caldera. [%]

Financiamiento de proyectos

Valor actual neto

El valor actual neto o VAN por sus siglas es el procedimiento que se hace para poder plasmar el valor presente de una caja de flujo partiendo de una inversión de un proyecto, para expresar matemáticamente esto es necesario la siguiente ecuación:

$$VAN = -FF_0 + \frac{FF_1 * (1 + k)^{n-1} + FF_2 * (1 + k)^{n-2} + \dots + FF_n * VT}{(1 + k)^n} \quad \text{Ecuación 1.70}$$

Dónde:

VAN : Valor Actual Neto. [S/.]

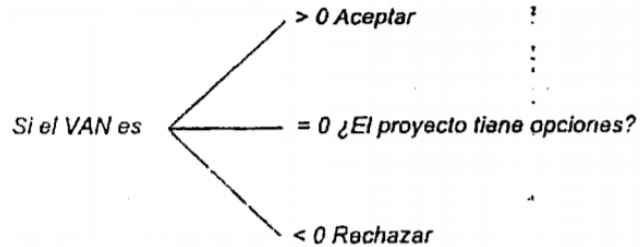
FF_0 : Inversión del proyecto. [S/.]

FF_1 : Primer término de caja de flujo del proyecto. [S/.]

k : Tasa de interés anual. [%]

n : Número de periodos a estimar. [1]

Para poder tomar una decisión de un proyecto se tendrá que evaluar el resultado del VAN con la siguiente imagen:



Fuente: *Calculo financiero aplicado un enfoque profesional*

***Imagen 11. Regla de decisión del VAN**

Tasa interna de retorno

La tasa interna de retorno o TIR es en esencia la medición de la rentabilidad del proyecto en base a tasa de interés elegida para evaluar el VAN del proyecto.

$$FF_0 = \frac{FF_1}{(1 + TIR)} + \frac{FF_2}{(1 + TIR)^2} + \dots + \frac{FF_n}{(1 + TIR)^n} \quad \text{Ecuación 1.71}$$

Dónde:

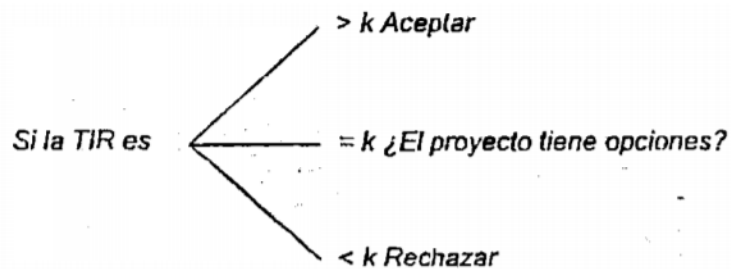
FF_0 : Inversión del proyecto. [S/.]

FF_1 : Primer término de caja de flujo del proyecto. [S/.]

n : Número de periodos a estimar. [1]

TIR : Tasa interna de retorno. [%]

Y de similar manera para evaluar el TIR se necesitará la ayuda de la siguiente imagen.



Fuente: *Calculo financiero aplicado un enfoque profesional*

***Imagen 12. Regla de decisión del TIR**

Reducción de emisiones de gases al ambiente

Reducción porcentual de CO₂

Para conocer la disminución de CO₂ al ambiente puede ser calculada con la siguiente ecuación manera.

$$\%Reducción = \left(\frac{\dot{m}_{CO_2} - \dot{m}'_{CO_2}}{\dot{m}_{CO_2}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 1.72}$$

Dónde:

\dot{m}_{CO_2} : Flujo másico del dióxido de carbono al inicio.

\dot{m}'_{CO_2} : Flujo másico del dióxido de carbono al instalar el proyecto.

Masa de CO₂ en la emisión y Relación CO₂-Combustible

Pero para poder utilizar la ecuación 16 necesitamos conocer el flujo másico de dióxido de carbono en los gases residuales y la relación que existe entre el dióxido de carbono y el combustible, para ello utilizaremos la siguiente ecuación:

$$m_{CO_2} = N_{CO_2} * M_{CO_2} \quad \text{Ecuación 1.73}$$

Dónde:

m_{CO_2} : Masa del dióxido de carbono.

N_{CO_2} : Número de moles del dióxido de carbono.

M_{CO_2} : Peso molar del dióxido de carbono.

La relación que existe entre la emisión de dióxido de carbono y el combustible está definido por la siguiente ecuación:

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} \quad \text{Ecuación 1.74}$$

Dónde:

R_{CO_2-cble} : Relación dióxido de carbono combustible

m_{CO_2} : Masa del dióxido de carbono.

m_{cble} : Masa del combustible.

1.4) Formulación del problema

¿En qué medida las propuestas de mejoras en base a un análisis energético permitirán aumentar el rendimiento de la caldera APIN piro-tubular de 400 BHP de la fábrica Vitapro S.A.?

1.5) Justificación del estudio

TÉCNICA

Actualmente en la industria se preocupan únicamente sólo por la adecuación de ciertos fluidos de ingreso a caldera, es decir se trata de aumentar la entalpía de los fluidos, muchas empresas piensan que es suficiente, pero según la termodinámica y las ecuaciones de rendimiento en calderas, nos da entender que no sólo el agua puede ser pre calentado, también podría ser el aire de ingreso a la caldera, los cuales afectan de forma directa al consumo de combustible de la caldera, es decir si nosotros aumentamos la temperatura del aire, disminuiríamos el consumo del combustible en las calderas.

AMBIENTAL

Entre los años 1970 y 1985 los científicos llegaron a las conclusiones que la actividad humana doméstica e industrial aumentaría la velocidad de degradación de la capa de ozono y también que la capa de ozono no se degradaba de forma uniforme, los científicos notaron agujeros denominados unidades de Dobson, centrados en la Antártida, es aquí donde entran la combustión de fósiles que emiten CO₂ a la capa de ozono y ayudan con la degradación de la capa de ozono y por ende la recepción directa de los rayos ultravioletas emitidos por el sol, partiendo de esto genera la preocupación en el consumo no estimado correctamente del combustible por parte del sector industrial, donde no se hacen ingeniería y diseño de sus equipos adecuadamente.

ECONÓMICA

El desperdicio de dinero que se da en diferentes fábricas por parte al sector energético es muy fuerte, y esto se debe a la mala preparación de ingenieros a cargo de los proyectos, actualmente la fábrica trabaja en su plena carga lo cual no es recomendable dado que puede llegar a puntos críticos y generar explosiones, es por ello que se necesita invertir en un proyecto, técnica y económica viable para aumentar el rendimiento y disminuir los gastos ocultos, la investigación que se realizará será en función de todo lo mencionado, es decir se buscará una forma de mejorar el rendimiento en las calderas de la empresa Vitapro S.A.

1.6) Hipótesis

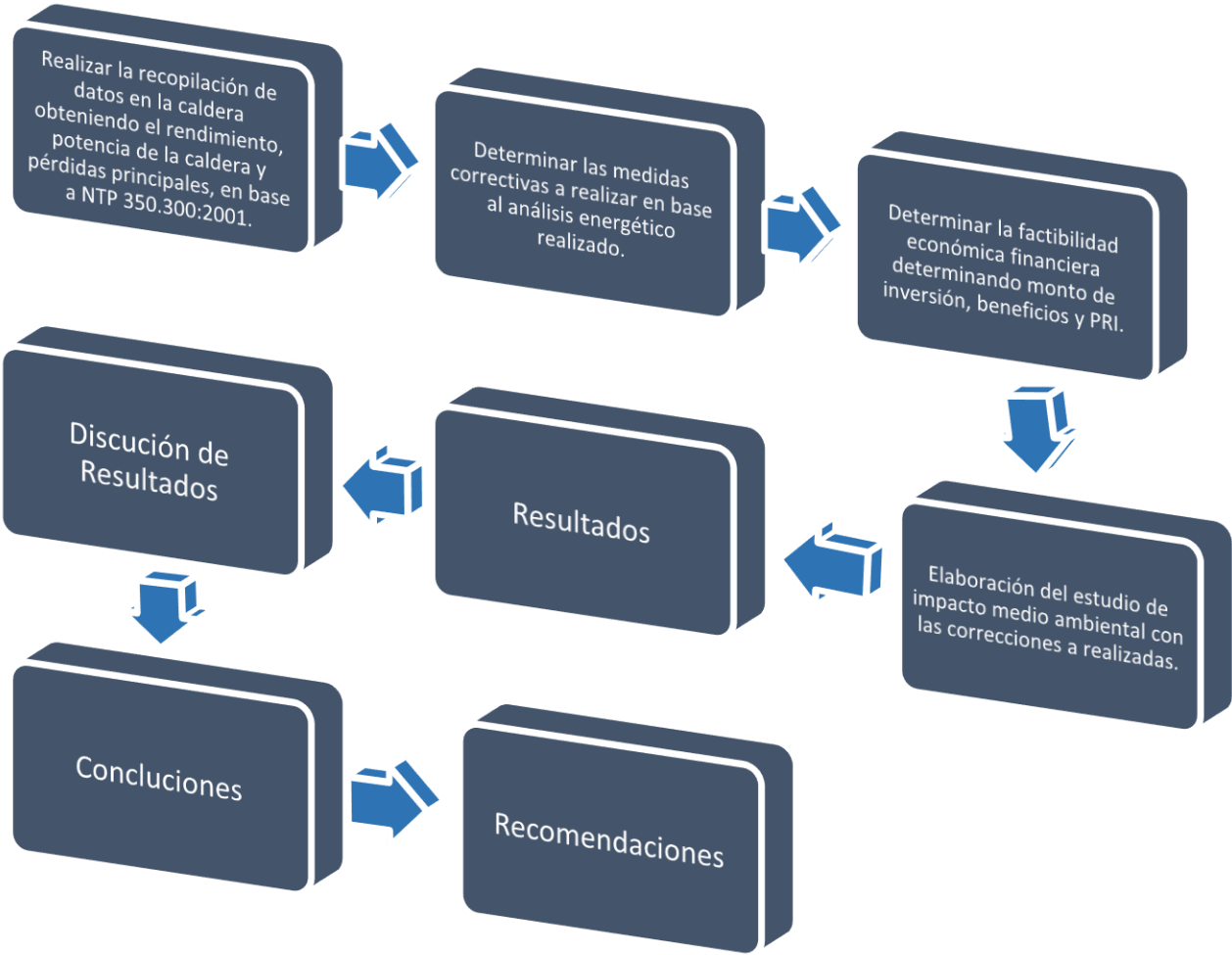
La puesta en marcha de la mejora en base a análisis energético permitirá mejorar el rendimiento de la caldera APIN pirotubular de 400 BHP de la fábrica Vitapro S.A.

1.7) Objetivos

- General:
 - Realizar el análisis energético indirecto completo para determinar las medidas correctivas a realizar para mejorar el rendimiento de la caldera APIN de 400 BHP de la fábrica Vitapro S.A.

- Específicos:
 - Realizar la recopilación de datos en la caldera obteniendo el rendimiento, potencia de la caldera y pérdidas principales, en base a NTP 350.300:2001.
 - Determinar las medidas correctivas a realizar en base al análisis energético realizado.
 - Determinar la factibilidad económica financiera determinando monto de inversión, beneficios y PRI.
 - Elaboración del estudio de impacto medio ambiental con las correcciones a realizadas.

2.1) Diseño de investigación



2.2) Variables

Dependiente:

- Rendimiento de caldera mejorado.
 - o Flujo de aire en condiciones finales.
 - o Entalpía de aire en condiciones finales.
 - o Consumo de combustible final.
 - o Calor en los gases residuales.

Independientes:

- Condiciones actuales de la caldera.
 - o Entalpía de vapor, aire y combustible iniciales.
 - o Consumo de combustible inicial.
- Cantidad de flujo másico producido.

Operacionalización de las variables

VARIABLE		DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN
DEPENDIENTES	Rendimiento final de la caldera.	El porcentaje de energía útil que se aprovecha de la energía total generada.	En base a las mejoras realizadas se calculará la cantidad de energía útil en la caldera.	kW-Vapor / kW-Cble	Intervalo
	Entalpía de un fluido (aire, agua y combustible) en condiciones finales.	Cantidad de energía que contiene una sustancia en un kilogramo.	Se calculará en función de la temperatura de salida del recuperador de calor.	kJ/kg	Razón
	Consumo de fluidos (agua, aire y combustible) en condiciones finales	Caudal másico que describe cuantos kilogramos por segundo pasa un fluido en una sección	Cálculo de la cantidad de combustible que se consume en la caldera.	Kg/s	Razón

2.3) Población y muestra

- POBLACIÓN:

CALDERAS PIROTUBULARES DE LA PROVINCIA DE TRUJILLO

- MUESTRA:

LA CALDERA APIN DE 400 BHP DE LA FÁBRICA VITAPRO S.A.

2.4) Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

TECNICA DE RECOLECCION DE DATOS	INSTRUMENTO DE RECOLECCION DE DATOS	VALIDACION
OBSERVACION	FICHA DE OBSERVACIÓN	POR EXPERTOS
ANÁLISIS DOCUMENTAL Y REGISTROS	FICHA DE ANÁLISIS DE REGISTROS	POR EXPERTOS

2.5) Métodos de análisis de datos

Los reportes se procesaron con el software Excel, cuyos promedios se utilizaron para el proceso analítico, una vez obtenidos los valores promedios de las fichas de observación y análisis de registros y datos, se llevó a cabo el dimensionamiento de las características técnicas del recuperador de calor, tales como la superficie de intercambio de calor, selección de diámetro de tubería interna, selección del material de los tubos y carcasas y finalmente las conexiones con la caldera, después se hizo una hoja de cálculo en Excel para el rendimiento de las calderas y otra hoja para el cálculo del intercambiador de calor, después de haber obtenido los datos técnicos se procedió a realizar los planos en 3D con el programa Solidworks Premium 2016 así como la simulación de los flujos tanto exterior como interiormente con Flow simulation, luego en 2D con el programa AutoCAD Mechanical 2018, una vez hecho esto se expuso al área responsable de proyectos en Vitapro S.A. con la fin de darle a conocer las ventajas que tendría la instalación del recuperador de calor en su caldera.

2.6) Aspectos éticos

Yo, TRAIAN VASILE PAREDES MERCADO con DNI N° 70905412, afirmo éticamente que el material de aislamiento térmico denominado como “Fibra de vidrio” no es cancerígeno para el ser humano es así como la “*Agencia Internacional de Investigación del Cáncer*” (IARC) lo plasma en el Reglamento CE 790/2009.

Por otro lado también la calibración de los instrumentos de medición que fueron utilizados como el pirómetro y el anemómetro termodinámica, sin embargo la tarea de calibración está a cargo por el área de Mantenimiento y Proyectos de Vitapro S.A. quienes fueron los que facilitaron los instrumentos.

Los datos de la empresa fueron obtenidos mediante registros de calderas que fueron facilitador también por el área de Mantenimiento y Proyectos de Vitapro S.A.

Todos los datos que no del autor están referidos, como pueden ser tablas, imágenes o ecuaciones.

3) Resultados

3.1) Procedimiento de cálculo para rendimiento total de caldera

Balance estequiométrico y participación del H₂O en gases residuales

Realizando la técnica de análisis de registro en los datos brindados por Vitapro S.A., podemos obtener los valores promedios (Ver tabla 11), necesarios para realizar el cálculo de balance estequiométrico y por consiguiente la participación de H₂O en los gases residuales, es necesario dejar en claro que la participación del N₂ es calculado restando la participación del CO₂ mas el O₂ del 100%, entonces aclarando eso tendríamos:

[CO ₂]: 9.166%	Concentración de dióxido de carbono en los gases residuales.
[O ₂]: 7.8333%	Concentración de oxígeno en los gases residuales.
[N ₂]: 83.007%	Concentración de nitrógeno en los gases residuales.

Ya definido los datos necesarios procederemos a hacer el equilibrio estequiométrico, y una vez reemplazando todos los datos tendríamos la siguiente ecuación:



Haciendo equilibrio de elementos podemos obtener las siguientes ecuaciones y resultados:

$$C \rightarrow x = \mathbf{9.166}$$

$$N_2 \rightarrow a * 3.76 = 83.004$$

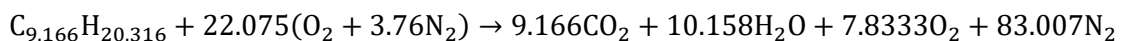
$$a = \mathbf{22.075}$$

$$O \rightarrow 2 * a = 9.166 * 2 + 7.83 * 2 + b$$

$$b = \mathbf{10.158}$$

$$H \rightarrow y = 2b$$

$$y = \mathbf{20.316}$$



[H ₂ O]: 10.158%	Concentración de agua en los gases residuales.
-----------------------------	--

Cálculo de “Pérdida por entalpía de los gases residuales”

Para lograr calcular esta pérdida necesitaremos utilizar la Tabla 13, para encontrar la constante de Siebert, al mismo tiempo usaremos la Tabla 12 para encontrar la temperatura del aire ingresante al quemador y al final la Tabla 13 para la temperatura en chimenea:

k : 0.53	Constante de Siebert.
T_g : 259.6077 °C	Temperatura de gases a la salida de la chimenea.
T_a : 28.5615 °C	Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.
$[CO_2]$: 9.166%	Concentración de dióxido de carbono en los gases residuales.

$$P_1 = k * \frac{T_g - T_a}{CO_2} \quad \text{Ecuación 1.30}$$

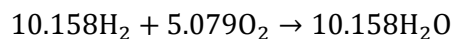
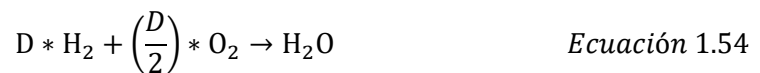
$$P_1 = 0.53 * \frac{259.61 - 28.5615}{9.166}$$

$$P_1 = 13.35\%$$

Participación de H en gases residuales

Teniendo el resultado de la participación de H₂O en los gases residuales podemos calcular la participación del H en los gases residuales con el siguiente procedimiento, siendo H₂O la variable “D” tenemos:

$[H_2O]$: 10.158%	Concentración de agua en los gases residuales
--------------------	---



Con la herramienta de cálculo “aspa simple” obtenemos la participación del hidrógeno

<i>Elemento</i>	<i>Moles</i>	<i>Masa molar</i>	<i>Participación</i>
H_2	10.158	2	20.316
O_2	5.0790	32	162.528
			182.844

$$\begin{array}{ccc}
 10.158 & \searrow & 182.844 \\
 x & \swarrow & 20.31
 \end{array}$$

$$x = 1.1286\%$$

Se puede decir que de toda la participación de los gases residuales el 1.1286% es hidrógeno.

$[H_2]$: 1.1286 % Concentración de hidrógeno en los gases residuales.

Cálculo de “Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases”

El dato del poder calorífico superior puede ser encontrado en la Tabla 14, dicho esto el cálculo y los datos necesarios para poder encontrar esta pérdida serán los siguientes:

$[H_2]$: 1.1286% Concentración de hidrógeno en los gases residuales.

$[H_2O]$: 10.158% Concentración de agua en los gases residuales.

T_g : 259.6077 °C Temperatura de gases a la salida de la chimenea.

T_a : 28.5615 °C Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.

PCS : 46800 kJ/kg Poder calorífico superior del combustible.

$$P_2 = \frac{[(H_2O) + 9 * [H]] * (2488 - 4.2 * T_a - T_g)}{PCS} \quad \text{Ecuación 1.31}$$

$$P_2 = \frac{[(10.158) + 9 * [1.1286]] * (2488 - 4.2 * 28.5615 - 259.6077)}{46800}$$

$$P_2 = 0.9152\%$$

Cálculo de “Pérdida por inquemados gaseosos”

Para esta pérdida fue necesario utilizar la Tabla 14 para poder encontrar la constante de inquemados y la Tabla 11 para saber la concentración de CO, teniendo estos datos podemos hacer el cálculo.

[CO]: 0.003455%	Concentración de monóxido de carbono en los gases residuales.
[CO ₂]: 9.166%	Concentración de dióxido de carbono en los gases residuales
k ₁ : 54	Constante de inquemados gaseosos del combustible.

$$P_3 = k_1 * \frac{[CO]}{[CO_2] + [CO]} \quad \text{Ecuación 1.32}$$

$$P_3 = 54 * \frac{0.003455}{9.166 + 0.003458}$$

$$P_3 = 0.02036\%$$

Cálculo de “Pérdida por inquemados sólidos”

Para poder calcular la pérdida por inquemados se necesita saber el coeficiente de Bacharach, de tal manera hacemos uso de la Tabla 15 entonces:

B: 3 Índice de Bacharach, mediante el cual se evalúa la opacidad de los gases de la combustión.

$$P_4 = 0.14 * B^2 + 0.08 * B + 0.07 \quad \text{Ecuación 1.33}$$

$$P_4 = 0.14 * 3^2 + 0.08 * 3 + 0.07$$

$$P_4 = 1.57\%$$

Cálculo de “Pérdida por convección”

En esta situación será necesario consultar la Tabla 12, Tabla 13 y Tabla 15, para tener los datos; temperatura superficial de la caldera y velocidad del viento en la zona de calderas, temperatura superficial de la chimenea y velocidad del viento en chimenea, y por último superficie exterior tanto para la chimenea y de la caldera respectivamente, entonces tenemos:

El procedimiento para esta pérdida será; calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior de la caldera, coeficiente de convección en la chimenea, potencia expresada en kW, el flujo de calor global perdido por convección y finalmente la pérdida en sí por convección, entonces:

a) Coeficiente de transferencia de calor por convección en caldera.

V_f : 0.4524 m/s Velocidad promedio del viento en la superficie de la caldera.
 T_a : 28.5615 °C Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.
 T_{sf} : 48.5729 °C Temperatura exterior a la caldera, es asumida la temperatura en el cilindro de la caldera.

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sf} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad \text{Ecuación 1.36}$$

$$h_{cf} = 1.973 * 10^{-3} * ((48.5729 + 273.25) - (28.5615 + 273.15))^{0.25} * (2.857 * 0.4524 + 1)^{0.5}$$

$$h_{cf} = 6.3182 * 10^{-3} \text{ kW/m}^2 * \text{°k}$$

b) Coeficiente de transferencia de calor por convección en chimenea.

V_g : 2.0282 m/s Velocidad promedio del viento en la superficie de la chimenea.
 T_a : 28.5615 °C Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.
 T_{sg} : 259.61 °C Temperatura exterior a la chimenea, es asumida la temperatura en la pared exterior de la chimenea.

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * (T_{sg} - T_a)^{0.25} * (2.857 * v + 1)^{0.5} \quad \text{Ecuación 1.37}$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * ((259.61 + 273.15) - (27.4778 + 273.15))^{0.25} * (2.857 * 2.028 + 1)^{0.5}$$

$$h_{cg} = 1.973 * 10^{-3} * 3.9033 * 2.6065$$

$$h_{cg} = 0.02007 \text{ kW/m}^2 * \text{°k}$$

c) Potencia de caldera en kW

BHP: 400 BHP Potencia de caldera.

$$\dot{W}_c = 9.81 * BHP \quad \text{Ecuación 1.38}$$

$$\dot{W}_c = 9.81 * 400$$

$$\dot{W}_c = \mathbf{3924 \text{ kW}}$$

d) Flujo de calor global perdido en convección

A_f : 48.8586 m² Superficie exterior de la caldera.

A_g : 17.2360 m² Superficie exterior de la chimenea.

T_{sf} : 48.5729 °C Temperatura exterior a la caldera, es asumida la temperatura en el cilindro de la caldera.

T_{sg} : 259.61 °C Temperatura exterior a la chimenea, es asumida la temperatura en la pared exterior de la chimenea.

h_{cf} : 6.3182 * 10⁻³ kW/m² * °k Coeficiente de transferencia de calor por convección en caldera.

h_{cg} : 0.02007 kW/m² * °k Coeficiente de transferencia de calor por convección en chimenea.

T_a : 28.5615 °C Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.

T_{ag} : 27.4777 °C Temperatura ambiental en zona de la chimenea.

$$\dot{Q}_{P5} = h_{cf} * A_f * (T_{sf} - T_a) + h_{cg} * A_g * (T_{sg} - T_a) \quad \text{Ecuación 1.35}$$

$$\dot{Q}_{P5} = 6.3182 * 10^{-3} * 48.8586 * ((48.5729 + 273.25) - (28.5615 + 273.15)) + 0.02007 * 17.2360 * ((259.61 + 273.15) - (27.4778 + 273.15))$$

$$\dot{Q}_{P5} = 6.3182 * 10^{-3} * 977.7289 + 0.02007 * 4001.0306$$

$$\dot{Q}_{P5} = \mathbf{86.4718 \text{ kW}}$$

e) Pérdida puntual por convección

$$P_5 = 80 * \frac{\dot{Q}_{P5}}{\dot{W}_c} \quad \text{Ecuación 1.34}$$

$$P_5 = 80 * \frac{86.4718}{3924}$$

$$P_5 = \mathbf{1.7629 \%}$$

Cálculo de “Pérdida por radiación”

Esta pérdida se encuentra de similar manera que el cálculo de pérdida por convección, teniendo en cuenta la Emisividad del material de la caldera es encontrado en la Tabla 16, pero será necesario utilizar la interpolación lineal, debido a que las temperaturas son diferentes, la interpolación, por ello aclararemos la ecuación a utilizar para encontrar un dato con interpolación:

$$y_x = y_0 + \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} * (y_1 - y_0)$$

a) Coeficiente de transferencia de calor por radiación en caldera

ε_f : 0.3143 Emisividad del material que cubre al caldero.

T_a : 28.5615 °C Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.

T_{sf} : 48.5729 °C Temperatura exterior a la caldera, es asumida la temperatura en el cilindro de la caldera.

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * \varepsilon * [(T_{sf} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad \text{Ecuación 1.41}$$

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * 0.3143 * [(48.5729 + 273)^4 - (28.5615 + 273)^4]$$

$$q_{rf} = 5.763 * 10^{-11} * 0.3143 * 2423484923$$

$$\mathbf{q_{rf} = 0.04389 \text{ kW/m}^2}$$

b) Coeficiente de transferencia de calor por radiación en chimenea

ε_g : 0.5735 Emisividad del material que cubre a la chimenea.

T_{ag} : 27.4777 °C Temperatura ambiental en zona de la chimenea.

T_{sg} : 259.61 °C Temperatura exterior a la chimenea, es asumida la temperatura en la pared exterior de la chimenea.

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * \varepsilon * [(T_{sg} + 273)^4 - (T_a + 273)^4] \quad \text{Ecuación 1.42}$$

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * 0.5735 * [(259.61 + 273)^4 - (27.4777 + 273)^4]$$

$$q_{rg} = 5.763 * 10^{-11} * 0.5735 * 72318878920$$

$$\mathbf{q_{rg} = 2.39019 \text{ kW/m}^2}$$

c) Potencia de caldera en kW

BHP: 400 BHP Potencia de caldera.

$$\dot{W}_c = 9.81 * BHP \quad \text{Ecuación 1.43}$$

$$\dot{W}_c = 9.81 * 400$$

$$\dot{W}_c = \mathbf{3924 \text{ kW}}$$

d) Flujo de calor global perdido en radiación.

A_f : 48.8586 m² Superficie exterior de la caldera.

A_g : 17.2360 m² Superficie exterior de la chimenea.

q_{rf} : 0.04389 kW/m² Coeficiente de transferencia de calor por radiación en caldera.

q_{rg} : 2.39019 kW/m² Coeficiente de transferencia de calor por radiación en chimenea.

$$\dot{Q}_{P6} = (q_{rf} * A_f) + (q_{rg} * A_g) \quad \text{Ecuación 1.40}$$

$$\dot{Q}_{P6} = (0.04389 * 48.8586) + (2.39019 * 17.2360)$$

$$\dot{Q}_{P6} = \mathbf{43.3407 \text{ kW/m}^2}$$

e) Pérdida puntual por convección

\dot{Q}_{P6} : 43.3407 kW/m² Calor total perdido por radiación.

\dot{W}_c : 3924 kW Potencia total de caldera.

$$P_6 = 80 * \frac{\dot{Q}_{P6}}{\dot{W}_c} \quad \text{Ecuación 1.39}$$

$$P_6 = 80 * \frac{43.3407}{3924}$$

$$P_6 = \mathbf{1.0825\%}$$

Cálculo de “Pérdida total”

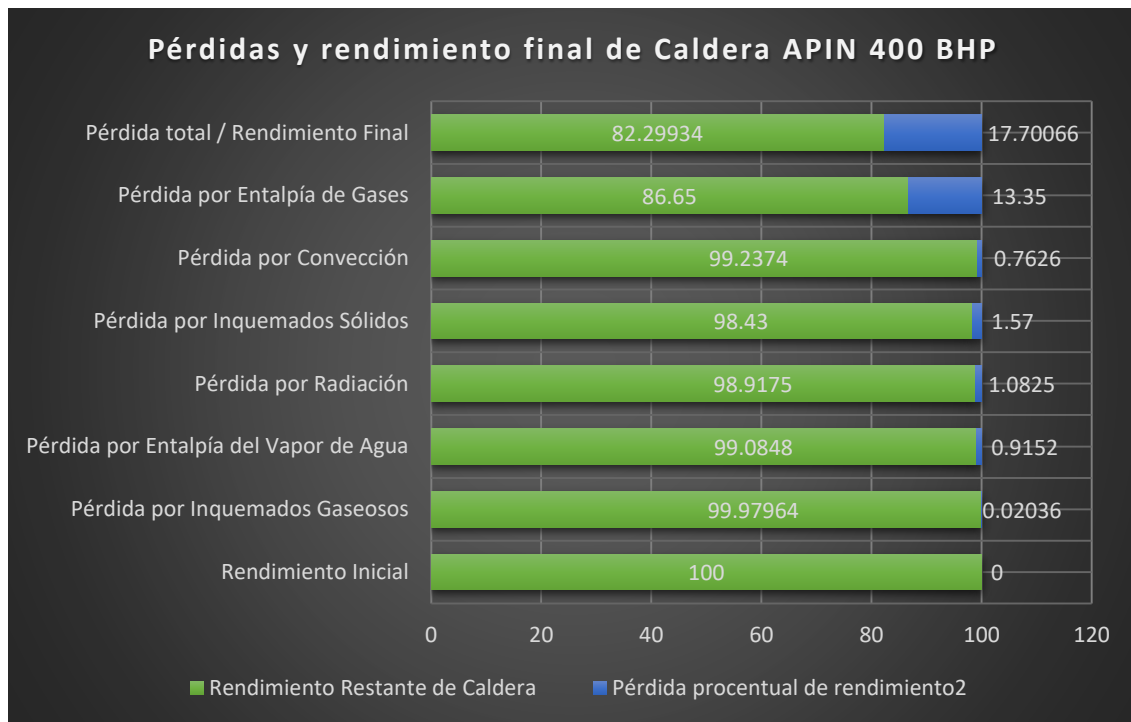
Ya conociendo las pérdidas de rendimiento podríamos calcular el rendimiento total de la caldera APIN 400BHP de la fábrica Vitapro, entonces:

$$\eta_T = 100 - (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) \quad \text{Ecuación 1.44}$$

$$\eta_T = 100 - (13.35 + 0.9152 + 0.02036 + 1.57 + 1.7626 + 1.0825)$$

$$\eta_T = 81.2993 \%$$

Para poder saber en qué categoría se encuentra este rendimiento tenemos que utilizar la Tabla 17, de tal manera podemos afirmar que este rendimiento se encuentra en la clasificación “B” en energía.



Fuente: Elaboración Propia

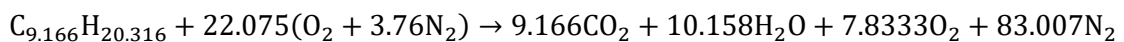
*** Imagen 13. Resumen de Pérdidas y Rendimiento Final de Caldera.**

3.2) Procedimiento de cálculo para obtener las dimensiones del Precalentador de aire y rendimiento final de la caldera

Cálculo de “Relación aire - combustible”

Con los cálculos y los datos obtenidos podemos decir que la temperatura en la chimenea es elevada a pesar de que se utilice el petróleo Bunker Residual 6, por lo cual una de las mejoras que estoy proponiendo es; diseñar y/o implementar un recuperador de calor, que en este caso va a ser denominado “Precalentador de Aire”, esto con la finalidad de aumentar el rendimiento e disminuir tanto el consumo de combustible como las emisiones de CO₂, que como vimos son elevadas en este tipo de combustión.

Se calculará la relación aire combustible con el equilibrio estequiométrico encontrado, los valores de masa molar se pueden obtener de la Tabla 18 entonces tendríamos:



N_{O_2} : 1 mol	Número de moles de oxígeno en la mezcla.
N_{N_2} : 3.76 mol	Número de moles de nitrógeno en la mezcla.
N_C : 9.166 mol	Número de moles de carbono en la mezcla.
N_H : 20.316 mol	Número de moles de hidrógeno en la mezcla.
M_{mC} : 12 kg/mol	Masa molar del carbono.
M_{mH} : 1 kg/mol	Masa molar del hidrógeno.
$M_{m/aire}$: 22.075 kg/mol	Masa molar del aire.
M_{mO_2} : 32 kg/mol	Masa molar del oxígeno.
M_{mN_2} : 14 kg/mol	Masa molar del nitrógeno.

$$R_{a-cble} = \frac{N_{aire} * (N_{O_2} * M_{mO_2} + 3.76 * N_{N_2} * M_{mN_2})}{N_C * M_{mC} + N_H * M_{mH}} \quad \text{Ecuación 1.48}$$

$$R_{a-cble} = \frac{22.075 * (1 * 32 + 3.76 * 2 * 14)}{9.166 * 12 + 20.316 * 1}$$

$$R_{a-cble} = 23.2561 [kg - aire/kg - cble]$$

Cálculo de “Potencia total de carga y calor útil”

De la Tabla 15, podemos obtener los datos necesarios para encontrar la potencia total de la caldera APIN, los cálculos se realizarán con un factor de carga de 100% por cuestiones de seguridad, sin embargo no es recomendable que una caldera trabaje a esa carga, por otro lado el calor útil de la caldera APIN es calculado con la ayuda de la eficiencia de la misma previamente calculado:

$\eta_T = 81.2993 \%$ Eficiencia total de caldera.

$$\dot{Q}_T = 9.81 * BHP * F_c \quad \text{Ecuación 1.45}$$

$$\dot{Q}_T = 9.81 * 400$$

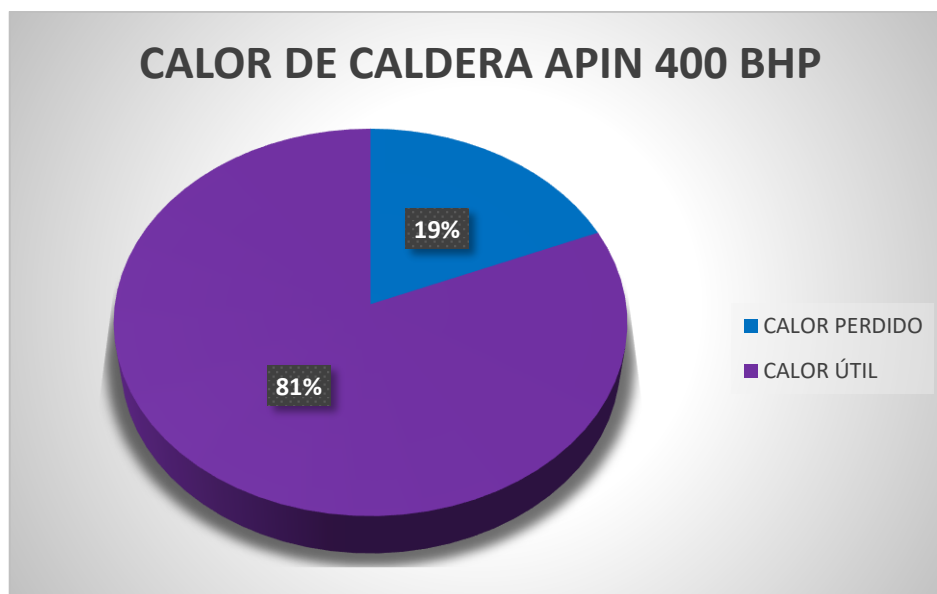
$$\dot{Q}_T = 3924 \text{ kW}$$

$\dot{Q}_T = 3335.4 \text{ kW}$ Potencia total de caldera con factor de carga 100%.

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_T * \eta_T \quad \text{Ecuación 1.46}$$

$$\dot{Q}_U = 3924 * 0.812993$$

$$\dot{Q}_U = 3190.1845 \text{ kW}$$



Fuente: Elaboración Propia

*** Imagen 14. Calor útil y calor perdido en Caldera APIN 400 BHP.**

Cálculo de “Flujo másico de combustible, aire y gases residuales”

Los datos necesarios para esta parte del cálculo como; PCI del combustible son encontrados en la Tabla 14 y el calor específico de los fluidos pueden ser encontrados en la Tabla 19, será necesario interpolar para tener datos con mayor precisión, dejando en claro esto continuaremos con los cálculos:

$PCI: 43200 \text{ kJ/kg}$	Poder calorífico inferior del combustible.
$R_{a-cble}: 23.2561 \text{ kg aire/kg cble}$	Relación aire combustible.
$\dot{Q}_U: 2711.6568 \text{ kW}$	Calor útil de caldera.
$C_{cp-a1}: 1.007 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$	Calor específico del aire ingresante al quemador
$T_a: 28.5615 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.

$$\dot{Q}_U = \dot{m}_{cble} * PCI + \dot{m}_{aire} * h_{aire} = \dot{m}_v * (h_{vapor} - h_{agua}) \quad \text{Ecuación 1.47}$$

$$3190.1845 = \dot{m}_{cble} * (43200 + 23.2561 * (28.5615 * 1.007))$$

$$\dot{m}_{cble} = \mathbf{0.07272 \text{ kg/s}}$$

El flujo másico del aire puede ser encontrado de la misma ecuación de la relación aire combustible, debido a que ya se conoce el flujo másico del combustible.

$$R_{a-cble} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{cble}} \quad \text{Ecuación 1.49}$$

$$\dot{m}_{aire} = 23.2561 * 0.07272$$

$$\dot{m}_{aire} = \mathbf{1.6912 \text{ kg/s}}$$

Conociendo el flujo másico del aire y del combustible es posible calcular el gasto másico de los gases residuales.

$$\dot{m}_{gr} = \dot{m}_{cble} + \dot{m}_{aire} \quad \text{Ecuación 1.50}$$

$$\dot{m}_{gc} = 1.6912 + 0.07272$$

$$\dot{m}_{gc} = \mathbf{1.7639 \text{ kg/s}}$$

Cálculo de “Potencia del recuperador de calor”

Si bien es cierto tenemos la mayor temperatura de los gases de combustión, ahora nos hace falta saber la temperatura con la que saldrán los gases residuales, para esto es necesario revisar la imagen 21, con el objetivo de encontrar la temperatura de rocío del CO₂ en función de la concentración del mismo, una vez revisado nos damos cuenta que la temperatura final de los gases de combustión es de 158°C, pero esta es a su vez la temperatura de rocío, dónde se produce la lluvia ácida, de tal forma es preferible escoger una temperatura mayor, en esta caso escogeremos 180°C, definido este parámetro encontraremos los valores para la temperatura inicial y final de los gases con la ayuda de la Tabla 20, la temperatura inicial de los gases de combustión pueden ser encontrados en la Tabla 11, el rendimiento del recuperador de calor será como supuesto un 96%, de tal forma procederemos con el cálculo:

Propiedades termofísicas de los gases de combustión al ingreso ($T_{sg}: 259.61\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$\rho_{pg/259.61} = 0.6699\text{ kg/m}^3$	Densidad del gas de combustión al ingresar.
$C_{pg/259.61}: 1.1119\text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$	Calor específico del gas residual al ingresar.
$Pr_{pg/259.61} = 0.6581$	Número de Prandtl del gas residual al ingresar.
$\nu_{pg/259.61} = 40.5553 * 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$	Viscosidad cinemática del gas residual inicial.
$k_{pg/259.61} = 4.5045 * 10^{-2}\text{ W/m }^{\circ}\text{k}$	Conductividad térmica del gas residual final.

Propiedades termofísicas de los gases de combustión a la salida ($T_{sg2}: 180\text{ }^{\circ}\text{C}$)

$\rho_{pg/180} = 0.7884\text{ kg/m}^3$	Densidad del gas de combustión al salir.
$C_{pg/180} = 1.0910\text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$	Calor específico del gas residual al salir.
$Pr_{pg/180} = 0.6740$	Número de Prandtl del gas residual al salir.
$\nu_{pg/180} = 30.5480 * 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$	Viscosidad cinemática del gas residual al salir.
$k_{pg/180} = 3.8355 * 10^{-2}\text{ W/m }^{\circ}\text{k}$	Conductividad térmica del gas residual al salir.
$\eta_{RC} = 96\%$	Rendimiento del intercambiador de calor.
$\dot{m}_{gc} = 1.7639\text{ kg/s}$	Flujo másico de gases de combustión.

$$\dot{Q}_{I.C.} = \dot{m}_a * C_{p1} * (T_1 - T_2) = \dot{m}_b * C_{p2} * (T'_1 - T'_2) \text{ [kW]} \quad \text{Ecuación 1.22}$$

$$\dot{Q}_{I.C.} = 1.7639 * (1.1119 * 259.61 - 1.0910 * 180)/0.96$$

$$\dot{Q}_{I.C.} = 169.5555\text{ kW}$$

Cálculo de “Temperatura final del aire”

Conociendo la potencia del recuperador de calor podemos calcular cuál sería la temperatura final del aire, hay que tener en cuenta que el calor específico del aire en función de la temperatura no varía mucho por lo cual será considerado como 1.007 kJ/kg*°C, y esto podría confirmarse analizando la Tabla 19, entonces el cálculo quedaría:

T_a : 28.5615 °C	Temperatura ambiental o del aire de ingreso al quemador.
$\bar{C}_{p/aire}$: 1.007 kJ/kg * °C	Calor específico del aire.
\dot{m}_{aire} : 1.6912 kg/s	Flujo másico del aire.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{I.C.} &= \dot{m}_a * C_{p1} * (T_1 - T_2) = \dot{m}_b * C_{p2} * (T'_1 - T'_2) \text{ [kW]} && \text{Ecuación 1.22} \\ 169.5555 &= 1.6912 * 1.007 * (T_{sf2} - 28.5615) \\ \mathbf{T_{sf2} = 128.1221 \text{ } ^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Conociendo la temperatura final del aire y del gas residual, se calculará la temperatura media aritmética de cada una y definiremos las propiedades termofísicas, en esta situación fue necesaria hacer interpolación lineal en las Tabla 19 para el aire y Tabla 20 para los gases residuales, por lo cual los resultados son:

Para la temperatura media aritmética del aire ($\bar{T}_{aire/1,2} = 78.3418 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$\bar{C}_{p-aire/1,2}$: 1.008 kJ/kg * °C	Calor específico promedio del aire.
$\bar{\rho}_{aire/1,2}$: 1.00397 kg/m ³	Densidad promedio del aire.
$\bar{\nu}_{aire/1,2}$: 20.7976 * 10 ⁻⁶ m ² /s	Viscosidad promedio del aire.
$\bar{k}_{aire/1,2}$: 29.41061 * 10 ⁻³ W/m ² * °K	Conductividad térmica promedio del aire.
$\bar{Pr}_{aire/1,2}$: 0.7159	Número de Prandtl promedio del aire.

Para la temperatura promedio del gas residual ($\bar{T}_{gr/1,2} = 219.805 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$\bar{C}_{p-gr/1,2}$: 1.1019 kJ/kg * °C	Calor específico promedio del gas residual.
$\bar{\rho}_{gr/1,2}$: 0.7221 kg/m ³	Densidad promedio del gas residual.
$\bar{\nu}_{gr/1,2}$: 35.3766 * 10 ⁻⁶ m ² /s	Viscosidad promedio del gas residual.
$\bar{k}_{gr/1,2}$: 4.1758 * 10 ⁻² W/m ² * °K	Conductividad térmica promedio del gas residual.
$\bar{Pr}_{gr/1,2}$: 0.6660	Número de Prandtl promedio del gas residual

Cálculo de “Temperatura media logarítmica del Precalentador de aire”

Con los cálculos anteriores podemos calcular la temperatura media logarítmica del intercambiador de calor, pero como primer paso es necesario calcular la temperatura media aritmética del recuperador de calor, el procedimiento es el siguiente:

T_1 : 259.61 °C	Temperatura inicial del gas residual.
T_2 : 180 °C	Temperatura final del gas residual.
T'_2 : 128.1221 °C	Temperatura final del aire precalentado.
T'_1 : 28.5615 °C	Temperatura inicial del aire ambiental.

$$T = \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (T'_2 - T'_1)^2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Ecuación 1.28}$$

$$T = \sqrt{(259.61 - 180)^2 + (128.1221 - 28.5615)^2}$$

$$T = 127.4557 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = 180 - 28.5615 = 151.4385 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Variación de temperatura máxima}$$

$$\Delta T_{m\acute{i}n} = 259.61 - 127.4557 = 132.1343 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{Variación de temperatura mínima}$$

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \left| \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} + T}{\Delta T_{m\acute{a}x} + \Delta T_{m\acute{i}n} - T} \right|} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{Ecuación 1.27}$$

$$\Delta T_m = \frac{127.4557}{\ln \left| \frac{151.4385 + 132.1343 + 127.4557}{151.4385 + 132.1343 - 127.4557} \right|}$$

$$\Delta T_m = 131.6615 \text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo de “Coeficiente de transferencia de calor por convección interno”

Para comenzar a calcular los coeficientes de transferencia de calor primero es necesario especificar la velocidad del fluido dentro de la tubería de gas residual y el aire a precalentar en la coraza, para poder encontrar dichas velocidades haremos uso de la Tabla 21, del rango permitido de velocidades de fluidos en tuberías tendríamos:

V_{gc} : 15 m/s Velocidad del gas en el interior de la tubería.

V_{aire} : 20 m/s Velocidad del aire en la coraza.

En esta parte se calculará el número de Reynolds en el interior de la tubería de gas residual, para esta ecuación vamos a escoger que el gas residual viajará por una tubería de 1 ¼” cédula 40, lo cual también es recomendado por la norma TEMA (The Tubular Exchanger Manufacturers Association), haciendo uso de la Tabla 22 para conocer las características geométrica de la tubería tendríamos:

a) Cálculo de número de Reynolds para flujo interno de gas residual:

ϕ_{int} : 35.04 mm Diámetro interior de la tubería de 1 ¼”

$\bar{\nu}_{gr/1,2}$: $35.3766 * 10^{-6} m^2/s$ Viscosidad promedio del gas residual.

V_{gc} : 15 m/s Velocidad del gas en el interior de la tubería.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \qquad \text{Ecuación 1.12}$$

$$Re_{gc} = \frac{15 * 0.03504}{35.3766 * 10^{-6}}$$

$$Re_{gc} = 14857.2785$$

b) Cálculo de número de Nusselt para flujo interno de gas residual.

$\overline{Pr}_{gr/1,2}$: 0.6660 Número de Prandtl promedio del gas residual.
 Re_{gc} : 14857.2785 Número de Reynolds en gas residual.
 n : 0.3 Enfriamiento del gas residual en la tubería.

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n [1] \quad \text{Ecuación 1.10}$$
$$Nu_{gc} = 0.023 * 14857.2785^{0.8} * 0.6660^{0.3}$$
$$Nu_{gc} = 44.2916$$

c) Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

$\overline{k}_{gr/1,2}$: $4.1758 * 10^{-2} W/m^2 * ^\circ K$ Conductividad térmica promedio del gas residual.
 ϕ_{int} : 35.04 mm Diámetro interior de la tubería de 1 ¼".
 Nu_{gc} : 44.2916 Número de Nusselt en gas residual.

jh

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}} \quad \text{Ecuación 1.7}$$
$$h_{gc} = 44.2916 * \left(\frac{4.1758 * 10^{-2}}{0.03504} \right)$$
$$h_{gc} = 52.7834 W/m^2 * ^\circ C$$

Cálculo de “Coeficiente de transferencia de calor por convección externo”

Para este cálculo se ha diseñado la distribución de tubos en el interior de la coraza, con la separación SL equivalente a $1.25 \cdot D_{ext}$, igualmente ya se había elegido la velocidad apropiada para el aire, del plano elaborado (Imagen 22), se puede encontrar el diámetro exterior equivalente, entonces aclarado esto podemos hacer el procedimiento de cálculo que es de manera muy similar al del coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

a) Cálculo de diámetro equivalente:

$\theta: 27^\circ$	Angulo formador por escalones de tubos.
$P_t: 0.05898 \text{ m}$	Espacio distancia entre ejes.
$\phi_{ext}: 0.0422 \text{ m}$	Diámetro exterior de la tubería de gas residual.

$$D_e = \frac{4 * \left(\cos \theta * P_t * \sin \theta * P_t - \cos \theta * \left(\frac{\pi * \phi_{ext}^2}{4} \right) \right)}{\cos \theta * \pi * \phi_{ext}} \quad \text{Ecuación 1.13}$$

$$D_e = \frac{4 * \left(\cos 27^\circ * 0.05898 * \sin 27^\circ * 0.05898 - \cos 27^\circ * \left(\frac{\pi * 0.0422^2}{4} \right) \right)}{\cos 27^\circ * \pi * 0.0422}$$

$$\mathbf{D_e = 5.4091 * 10^{-3} \text{ m}}$$

b) Cálculo de número de Reynolds para flujo externo:

$V_{aire}: 20 \text{ m/s}$	Velocidad del aire en la coraza.
$D_e: 5.4091 * 10^{-3} \text{ m}$	Diámetro exterior equivalente.
$\bar{v}_{aire/1,2}: 20.7976 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	Viscosidad cinemática promedio del aire.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.12}$$

$$Re_{aire} = \frac{20 * 5.4091 * 10^{-3}}{20.7976 * 10^{-6}}$$

$$\mathbf{Re_{aire} = 5201.57142}$$

c) Cálculo de número de Nusselt para flujo externo (Escalonado):

Re_{aire} : 5201.57142 Número de Reynolds para flujo en coraza.

$\overline{Pr}_{aire/1,2}$: 0.7159 Número de Prandtl promedio del aire.

C_2 : 0.98 Asumiremos que habrá 13 filas de tubos.

C_1 : 0.518

m : 0.556

$$Nu = C_1 * C_2 * Re_{m\acute{a}x}^m * Pr^{0.36} * (Pr/Pr_s)^{1/4} \quad [1] \quad \text{Ecuación 1.9}$$

$$Nu_{aire} = 0.518 * 0.98 * 5201.57142^{0.556} * 0.7159^{0.36}$$

$$Nu_{aire} = 52.4172$$

d) Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección interno:

$\overline{k}_{aire/1,2}$: $29.41061 * 10^{-3} \text{ W/m}^2 * \text{°K}$ Conductividad térmica del aire promedio.

Nu_{aire} : 52.6328 Número de Nusselt en flujo externo.

D_e : $5.4491 * 10^{-3} \text{ m}$ Diámetro exterior equivalente.

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}} \quad \text{Ecuación 1.7}$$

$$h_{aire} = 52.4172 * \left(\frac{29.41061 * 10^{-3}}{5.4491 * 10^{-3}} \right)$$

$$h_{aire} = 282.9129 \text{ W/m}^2 * \text{°C}$$

Cálculo de “Coeficiente de transferencia de calor global”

Ya obtenido los parámetros de los fluidos, tanto interna como externamente, calcularemos el coeficiente de transferencia de calor global, en esta situación tomaremos en cuenta el factor de incrustamiento en el recuperador de calor, dado que el combustible que se utiliza es el Petróleo Búnker Residual 6, el valor de este factor lo podemos encontrar en la Tabla 25, por otro lado necesitamos también saber la conductividad térmica del material a implementar que en este caso es el “Acero inoxidable AISI 316”, debido a su alta resistencia en el tema a corrosión, dichos datos podemos obtenerlos haciendo uso de la Tabla 24, el espesor del material es igual al espesor de la tubería interna, es decir, la de 1 ¼” que puede ser encontrada en la Tabla 22:

$k_{mat}: 16.3 \text{ W/m} * ^\circ k$	Conductividad térmica del acero AISI 316,
$\delta_{mat}: 3.56 \text{ mm}$	Espesor de tubería 1 ½” Cédula 40,
$R_{inc}: 0.0009 \text{ m}^2 * ^\circ C/W$	Resistencia térmica de incrustación,
$h_{aire}: 282.9129 \text{ W/m}^2 * ^\circ C$ del aire.	Coficiente de transferencia de calor por convección del aire.
$h_{gc}: 52.7834 \text{ W/m}^2 * ^\circ C$ del gas residual.	Coficiente de transferencia de calor por convección del gas residual.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{\delta_{mat}}{k_{mat}} + R_{inc}} \quad \text{Ecuación 1.26}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{52.7834} + \frac{1}{282.9129} + \frac{0.00356}{16.3} + 0.0009}$$

$$K = 42.3757 \text{ W/m}^2 * ^\circ C$$

Cálculo de “Superficie de intercambio de calor y número de tubos”

Como paso final del cálculo térmico y dimensional del recuperador de calor se encontrará la superficie de intercambio de calor al mismo tiempo cuántos tubos se necesitarán para poder satisfacer la demanda energética por el recuperador de calor, en primera estancia se calculará la superficie seguidamente de la cantidad de tubos, dicho esto se procederá con los cálculos respectivos:

a) Sección de intercambio de calor.

$\dot{Q}_{I.C.}$: 169.5555 kW	Potencia de recuperador de calor.
K : 42.3757 W/m ² * °C	Coefficiente de transferencia de calor global.
ΔT_m : 131.6615 °C	Temperatura media algorítmica.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{I.C.} &= K * S_{I.C.} * \Delta T_m [kW] && \text{Ecuación 1.23} \\ S_{I.C.} &= \frac{169.5555 * 1000}{42.3757 * 131.6615} \\ S_{I.C.} &= \mathbf{30.3904 m^2}\end{aligned}$$

b) Superficie lateral unitaria de tubo y cantidad total de tubos.

Para el cálculo de superficie del tubo unitario se necesitará la Tabla 22, la longitud de tubos será igual a 2.32 m, con esto podemos seguir con los cálculos.

ϕ_{ext} : 0.0422 m	Diámetro exterior de la tubería de gas residual.
L_{tubo} : 2.32 m	Longitud de tubo.
N_p : 1	Número de pasos del recuperador de calor

$$\begin{aligned}S_{L-unit} &= \pi * d_{ext} * L_{tubo} [m^2] && \text{Ecuación 1.25} \\ S_{L-unit} &= \pi * 0.0422 * 2.32 \\ S_{L-unit} &= \mathbf{0.3076 m^2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_{I.C.} &= N_p * N_{t/p} * S_{L-unit} [m^2] && \text{Ecuación 1.24} \\ N_{t/p} &= \frac{30.3904}{1 * 0.3076} \\ N_{t/p} &= \mathbf{98.9807 \approx 99 Tubos}\end{aligned}$$

Cálculo de “Sección para el ingreso de aire”

Ahora se calculará la sección por donde ingresará el aire, en función al flujo másico, la velocidad deseada y la densidad al ingresar, se hará uso de la Tabla 19, de tal manera tendríamos:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{aire} &= 1.6912 \text{ kg/s} && \text{Flujo másico del aire.} \\ \rho_{aire/28.5615} &= 1.164 \text{ kg/m}^3 && \text{Densidad del aire al ingreso.} \\ V_{aire} &= 20 \text{ m/s} && \text{Velocidad del aire en la coraza.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho * V * A_c && \text{Ecuación 1.2} \\ 1.6912 &= 1.164 * 20 * A_c \\ \mathbf{A_c} &= \mathbf{0.07264 \text{ m}^2} \end{aligned}$$

Por ecuaciones simples de cálculo de área podemos encontrar el diámetro interior del tubo para el ingreso del aire a precalentar.

$$A_c: 0.07264 \text{ m}^2 \qquad \text{Área de la tubería de ingreso al intercambiador de calor.}$$

$$\begin{aligned} \phi_{int} &= \sqrt{\frac{4 * A_c}{\pi}} \\ \phi_{int} &= \sqrt{\frac{4 * 0.07264}{\pi}} \end{aligned}$$

$$\phi_{int} = 0.3041 \text{ m}$$

$$\phi_{int} = 11.9724''$$

3.3) Potencia de ventilador

Cálculo de “Caída de presión en el lado de tubos (gas de combustión)”

a) Cálculo de longitud equivalente en expansión gradual

$$\phi_{int/ch}: 0.59094 \text{ m}$$

Diámetro interno de chimenea.

$$\phi'_{int/ch}: 0.74616 \text{ m}$$

Diámetro interno de chimenea expandida.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_0 = \frac{\pi * d_1^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0.59094^2}{4}$$

$$A_0 = \frac{\pi * 0.64416^2}{4}$$

$$A = 0.2742 \text{ m}^2$$

$$A_0 = 0.3259 \text{ m}^2$$

$$\frac{A}{A_0} = \frac{0.2742}{0.3259} = 0.7776$$

Con esta relación de áreas podemos encontrar el coeficiente de pérdida por expansión gradual se utilizará la curva de 0.8 en la Imagen 23, ($\xi_{l/1}: 0.09$), con este dato procedemos con los cálculos.

1. Cálculo de velocidad inicial del gas residual.

$$\dot{m}_{gc}: 1.7639 \text{ kg/s}$$

Flujo másico de gas residual.

$$\rho_{pg/259.61}: 0.6699 \text{ kg/m}^3$$

Densidad inicial de gas residual.

$$A: 0.2742 \text{ m}^2$$

Mayor área de pase del gas residual.

$$\dot{V} = V * A_c = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Ecuación 1.3

$$V_{inicial/gc} = \frac{(1.7639)}{(0.6699)} \cdot \frac{1}{0.2742}$$

$$V_{inicial/gc} = 9.6027 \text{ m/s}$$

2. Altura de pérdida equivalente de expansión gradual:

$\xi_{l/1}$: 0.09	Longitud equivalente de expansión gradual.
$V_{inicial/gc}$: 9.6027 m/s	Velocidad inicial del gas residual.
g : 9.81 m/s ²	Aceleración de la gravedad.

$$\xi = \frac{h_m}{V_{f\text{máx}}^2 / (2 * g)} \quad \text{Ecuación 1.60}$$

$$0.09 = \frac{h_l}{9.6027^2 / 2 * 9.81}$$

$$h_l = 0.4229 \text{ m}$$

b) Pérdida de presión total en tubería de gas de combustión:

1. Cálculo de número de Reynolds para gas de combustión ingresante

$V_{inicial/gc}$: 9.6027 m/s	Velocidad inicial de los gases de combustión.
$\nu_{pg/259.61}$: 40.5553 * 10 ⁻⁶ m ² /s	Viscosidad cinemática inicial del gas de combustión.
$\phi_{int/gc}$: 590.94 mm	Diámetro interior de chimenea.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.12}$$

$$Re_{in/gc} = \frac{9.6027 * 0.59094}{40.5553 * 10^{-6}}$$

$$Re_{in/gc} = 139923.0073$$

2. Cálculo de coeficiente de fricción en tubería de chimenea

$Re_{in/gc}$: 139923.0073	Número de Reynolds de gas residual inicial.
$\phi_{int/gc}$: 590.94 mm	Diámetro interior de chimenea.
ε_{gc} : 0.002	Rugosidad absoluta del Acero Inoxidable.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon / \phi_{int}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad \text{Ecuación 1.61}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{139923.0073} + \left(\frac{0.002 / 0.59094}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

$$f = 0.02792$$

3. Cálculo de caída de presión en tubería de chimenea con expansión

L_{tubo} : 2.30 m	Longitud de tubo lineal en chimenea.
$\rho_{pg/259.61}$: 0.6699 kg/m ³	Densidad inicial del gas de combustión.
f : 0.02792	Factor de fricción en tubería de chimenea inicial.
h_i : 0.4229 m	Altura equivalente de expansión gradual.
$\phi_{int/gc}$: 590.94 mm	Diámetro interior de chimenea.
$V_{inicial/gc}$: 9.6027 m/s	Velocidad inicial de los gases de combustión.

$$\Delta P = f * \left(\frac{L_t + h_m}{\phi_{int}} \right) * \frac{\rho * V^2}{2} \quad \text{Ecuación 1.62}$$

$$\Delta P_{gc/1} = 0.02792 * \left(\frac{2.30 + 0.4229}{0.59094} \right) * \frac{0.6699 * 9.6027^2}{2}$$

$$\Delta P_{gc/1} = 3.9735 Pa$$

c) Longitud equivalente de contracción gradual en chimenea

Con el cono de expansión ya definido podemos encontrar que el ángulo es de 30° y con esto podemos coincidir con la curva de equivalencia de altura perdida (Imagen 24) y encontrar el valor del mismo.

1. Longitud equivalente de contracción gradual:

$V_{inicial/gc}$: 9.6027 m/s	Velocidad inicial de los gases de combustión.
g : 9.81 m/s ²	Aceleración de la gravedad.
$\xi_{l/2}$: 0.24	Longitud equivalente

$$\xi = \frac{h_m}{V_{f\acute{m}ax}^2 / (2 * g)} \quad \text{Ecuación 1.60}$$

$$0.24 = \frac{h_2}{9.6027^2 / 2 * 9.81}$$

$$h_2 = 1.1279 m$$

2. Cálculo de número de Reynolds a la salida de la chimenea

$V_{inicial/gc}$: 9.6027 m/s	Velocidad inicial de los gases de combustión.
$\nu_{pg/180}$: $30.5480 * 10^{-6} m^2/s$	Viscosidad cinemática final del gas de combustión.
$\phi_{int/gc}$: 590.94 mm	Diámetro interior de chimenea.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

$$Re_{fn/gc} = \frac{9.6027 * 0.59094}{30.5480 * 10^{-6}}$$

$$Re_{fn/gc} = \mathbf{185760.7548}$$

3. Coeficiente de fricción para la salida de los gases de combustión

$Re_{fn/gc} = 185760.7548$	Número de Reynolds para la salida del gas residual.
ε_{gc} : 0.002	Rugosidad absoluta del Acero Inoxidable.
$\phi_{int/gc}$: 590.94 mm	Diámetro interior de chimenea.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/\phi_{int}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad \text{Ecuación 1.61}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{185760.7548} + \left(\frac{0.002/0.59094}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

$$f = \mathbf{0.02773}$$

4. Caída de presión en tubería de chimenea con contracción

L_{tubo} : 3.20 m	Longitud de tubo lineal en chimenea.
h_2 : 1.1279 m	Longitud equivalente de contracción gradual.
$\rho_{pg/180}$: 0.7884 kg/m ³	Densidad final del gas de combustión.
$V_{inicial/gc}$: 9.6027 m/s	Velocidad inicial de los gases de combustión.
$\phi_{int/gc}$: 590.94 mm	Diámetro interior de chimenea.
f : 0.02773	Factor de fricción en tubería de salida.

$$\Delta P = f * \left(\frac{L_t + h_m}{\phi_{int}} \right) * \frac{\rho * V^2}{2} \quad \text{Ecuación 1.62}$$

$$\Delta P_{gc/2} = 0.02774 * \left(\frac{3.20 + 1.1279}{0.59094} \right) * \frac{0.7884 * 9.6027^2}{2}$$

$$\Delta P_{gc/2} = 7.3437 \text{ Pa}$$

d) Pérdida de presión lineal en tubería de 1 ¼" de gas de combustión:

1. Cálculo de área de flujo en los tubos:

$N_{t/p}$: 99 Tubos	Número de tubos por paso.
$\phi_{int/gc}$: 35.04 mm	Diámetro interior de tubos en recuperador de calor.
N_t : 1 Paso	Número de pasos.

$$a_t = \frac{N_{t/p} * \pi * \phi_i^2}{4 * N_t} \quad \text{Ecuación 1.63}$$

$$a_t = \frac{99 * \pi * 0.03504^2}{4 * 1}$$

$$a_t = 0.0955 \text{ m}^2$$

2. Cálculo de velocidad másica de flujo.

$$a_t: 0.0955 \text{ m}^2$$

Área de flujo másico.

$$\dot{m}_{gc}: 1.7639 \text{ kg/s}$$

Flujo másico de gas de combustión.

$$G_t = \frac{\dot{m}_{gc}}{a_t} \quad \text{Ecuación 1.64}$$

$$G_t = \frac{1.7639}{0.0955}$$

$$G_t = 18.4765 \text{ kg/m}^2 * s$$

3. Cálculo de número de Reynolds en el haz de tubos.

$$\phi_{int/gc}: 35.04 \text{ mm}$$

Diámetro interior de tubos en recuperador de calor.

$$G_t: 18.4765 \text{ kg/m}^2 * s$$

Velocidad másica de flujo

$$\bar{\mu}_{gr/1,2}: 25.23 * 10^{-6} \text{ Pa} * s$$

Viscosidad dinámica media del gas de combustión.

$$Re = \frac{D'_e * G_{s/t}}{\mu} [1] \quad \text{Ecuación 1.57}$$

$$Re = \frac{0.03504 * 18.4765}{25.23 * 10^{-6}}$$

$$Re = 25660.585$$

4. Factor de fricción en el lado de tubos.

$$Re = 18818.1327$$

Número de Reynolds del gas residual en el interior del tubo.

$$f = \left(0.00140 + \frac{0.125}{Re^{0.32}} \right) * 1.2 \quad \text{Ecuación 1.65}$$

$$f = \left(0.00140 + \frac{0.125}{18818.1327^{0.32}} \right) * 1.2$$

$$f = 7.5027 * 10^{-3}$$

5. Caída de presión en el interior de la tubería de 1 ¼” de gas de combustión.

$f: 7.5027 * 10^{-3}$	Factor de fricción en el interior de la tubería.
$N_t: 1 \text{ Paso}$	Número de pasos.
$L_{tubo}: 2.32 \text{ m}$	Longitud de tubo en recuperador de calor.
$G_t: 18.4765 \text{ kg/m}^2 * \text{s}$	Velocidad másica de flujo
$\bar{\rho}_{gr/1,2}: 0.7221 \text{ kg/m}^3$	Densidad media del gas de combustión.

$$\Delta P_t = 4 * f * N_t * \frac{L_{tubo}}{\phi_i} * \frac{G_t^2}{2 * \rho} \quad \text{Ecuación 1.66}$$

$$\Delta P_{gc/3} = 4 * (8.11023 * 10^{-3}) * 1 * \frac{1.70}{0.03504} * \frac{18.4765^2}{2 * 0.7221}$$

$$\Delta P_{gc/3} = 470.4089 \text{ Pa}$$

Cálculo de “Caída de presión en el lado de la coraza y conexiones”

a) Pérdida de presión debido al haz de tubos:

1. Cálculo de área de flujo en los tubos:

$D_s: 644.16 \text{ mm}$	Diámetro interior de coraza.
$P_t: 58.98 \text{ mm}$	Distancia entre ejes de tubería.
$C: 10.55 \text{ mm}$	Distancia libre entre tubo.
$B: 541.47 \text{ mm}$	Espacio entre de baffles o deflectores.

$$a_s = \frac{D_s * C * B}{P_t} \quad \text{Ecuación 1.55}$$

$$a_s = \frac{0.64416 * 0.01055 * 0.54147}{0.05898}$$

$$a_s = 0.06239 \text{ m}^2$$

2. Cálculo de velocidad másica de flujo.

\dot{m}_{aire} : 1.6912 kg/s Flujo másico del aire.
 a_s : 0.06239 m² Área de flujo en los tubos.

$$G_s = \frac{\dot{m}}{a_s} \left[\frac{kg}{m^2} * s \right] \quad \text{Ecuación 1.56}$$

$$G_t = \frac{1.6912}{0.06239}$$

$$G_s = 27.1069 \text{ kg/m}^2 * s$$

3. Cálculo de diámetro equivalente conociendo la cantidad de tubos.

D_S : 644.16 mm Diámetro interior de coraza.
 $N_{t/p}$: 99 Tubos Número de tubos por paso.
 $\phi_{ext/gc}$: 42.2 mm Diámetro interior de tubos en recuperador de calor.

$$D'_e = \frac{D_S^2 - N_{t/p} * \phi_{ext}^2}{N_{t/p} * \phi_{ext}} \quad \text{Ecuación 1.14}$$

$$D'_{ext/equi} = \frac{0.64416^2 - 99 * 0.0422^2}{99 * 0.0422}$$

$$D'_{ext/equi} = 0.05712 \text{ m}$$

4. Cálculo de número de Reynolds en el haz de tubos.

$D'_{ext/equi}$: 0.05712 m Diámetro equivalente global del intercambiador de calor.
 G_s : 27.1069 kg/m² * s Velocidad de flujo másico en el haz de tubos.
 $\bar{\mu}_{aire/1,2}$: 20.88 * 10⁻⁶ Pa * s Viscosidad dinámica media del aire.

$$Re = \frac{D'_e * G_s}{\mu} [1] \quad \text{Ecuación 1.57}$$

$$Re = \frac{0.05712 * 27.1069}{20.88 * 10^{-6}}$$

$$Re = 74154.5081$$

5. Factor de fricción en el lado de tubos.

Re : 74154.5081

Número de Reynolds del fluido en el haz de tubos.

$$f = 1.728 * Re^{-0.188} \quad \text{Ecuación 1.58}$$

$$f = 1.728 * 74154.5081^{-0.188}$$

$$f = \mathbf{0.2098}$$

6. Caída de presión en la coraza.

N_B : 4 Deflectores

Número de baffles o deflectores.

$\bar{\rho}_{aire/1,2}$: 1.0039 kg/m³

Densidad promedio del aire.

D_S : 644.16 mm

Diámetro interior de coraza.

f : 0.2098

Factor de fricción.

G_S : 27.1069 kg/m² * s

Velocidad de flujo másico en el haz de tubos.

$D'_{ext/equi}$: 0.05712 m

Diámetro equivalente global del intercambiador de calor.

$$\Delta P = f * \frac{(N_B + 1) * D_S}{D'_e} * \frac{G_S^2}{2 * \rho} \quad \text{Ecuación 1.59}$$

$$\Delta P_{aire/1} = 0.2098 * \frac{(4 + 1) * 0.64416}{0.05712} * \frac{27.1069^2}{2 * 1.0039}$$

$$\Delta P_{aire/1} = \mathbf{4329.3261 Pa}$$

b) Pérdida de presión en tubería de aire precalentado.

a. Cálculo de diámetro interno de la tubería de aire precalentado.

\dot{m}_{aire} : 1.6912 kg/s

Flujo másico de aire.

$\rho_{aire/2}$: 0.8801 kg/m³

Densidad del aire precalentado.

V_{aire} : 20 m/s

Velocidad del aire en la coraza.

$$\dot{m} = \rho * V * A_c \text{ [kg/s]} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

$$A_c = \frac{1.6912}{20 * 0.8801}$$

$$A_c = \mathbf{0.09607 m^2}$$

$$\phi_{int/aire} = \sqrt{\frac{4 * A_c}{\pi}}$$

$$\phi_{int/aire} = \sqrt{\frac{4 * 0.09607}{\pi}}$$

$$\phi_{int/aire} = 0.3497 \text{ m}$$

En base a este cálculo se tendrá que utilizar un tubo de 14" cédula 10, el cálculo de número de cédula se podrá verificar en próximos cálculos:

b. Cálculo de velocidad real en la tubería de 14" Cédula 10, (Ver Tabla 23):

\dot{m}_{aire} : 1.6912 kg/s	Flujo másico de aire.
$\rho_{aire/2}$: 0.8801 kg/m ³	Densidad del aire precalentado.
V_{aire} : 20 m/s	Velocidad del aire en la coraza.

$$\dot{m} = \rho * V * A_c \text{ [kg/s]} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

$$V'_{m\acute{a}x} = \frac{1.6912}{0.8801 * \left(\frac{\pi * 0.3429^2}{4}\right)}$$

$$V'_{m\acute{a}x} = 20.8084 \text{ m/s}$$

c. Cálculo de longitud equivalente en codos con pliegue, para ver su desarrollo consultar Imagen 25, luego para conocer coeficiente de pérdida del codo hacemos consulta de la Tabla 27, ha de aclarar que se tienen dos codos en el sistema de ventilación, con esto podemos decir que $\xi_{l/2}$: 0.3:

$\xi_{l/2}$: 0.3	Coficiente de pérdida por tubos de 90° con pliegues.
$V'_{m\acute{a}x}$: 20.8084 m/s	Velocidad máxima de flujo en la tubería.
g : 9.81 m/s ²	Aceleración de la gravedad.

$$\xi = \frac{h_m}{V_{f\acute{m}\acute{a}x}^2 / (2 * g)} \quad \text{Ecuación 1.60}$$

$$0.3 = \frac{h_2}{20.8084^2 / 2 * 9.81}$$

$$h_2 = 6.6206 \text{ m}$$

$$h_{2T} = 13.2413 \text{ m}$$

d. Cálculo de número de Reynolds

$V'_{m\acute{a}x}$: 20.8084 m/s Velocidad máxima de flujo en la tubería.
 $\phi_{int/aire}$: 0.3429 m Diámetro interior de la tubería del aire precalentado.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} = \frac{\rho * V * L_c}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.10}$$

$$Re_{tub/aire} = \frac{20.8084 * 0.3429}{26.1116 * 10^{-6}}$$

$$Re_{tub/aire} = 273247.4116$$

e. Coeficiente de fricción en tubería de aire precalentado, para esta parte se utilizará la rugosidad del material como de un acero comercial, podemos hacer uso de la Tabla 26, entonces tendríamos:

$Re_{tub/aire}$: 273247.4116 Número de Reynolds de aire precalentado.
 $\phi_{int/aire}$: 0.3429 m Diámetro interior de la tubería del aire precalentado.
 ε : 0.045 m Rugosidad absoluta del material.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/\phi_{int}}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad \text{Ecuación 1.61}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{273247.4116} + \left(\frac{0.045/0.3429}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

$$f = 0.1192$$

f. Finalmente se calcular la pérdida en la tubería de aire precalentado.

L_{lineal} : 10.991m Longitud lineal de tubería de aire precalentado.
 f : 0.1192 Factor de fricción en tubería de aire pre calentado.
 h_{2T} : 13.2413 m Altura de pérdida equivalente en codos.
 $\rho_{aire/2}$: 0.8801 kg/m³ Densidad del aire precalentado.
 $\phi_{int/aire}$: 0.3429 m Diámetro interior de la tubería del aire precalentado.
 $V'_{m\acute{a}x}$: 20.8084 m/s Velocidad máxima de flujo en la tubería.

$$\Delta P = f * \left(\frac{L_t + h_m}{\phi_{int}} \right) * \frac{\rho * V^2}{2} \quad \text{Ecuación 1.62}$$

$$\Delta P_{aire/2} = 0.1192 * \left(\frac{10.991 + 13.2413}{0.3429} \right) * \frac{0.8801 * 20.8084^2}{2}$$

$$\Delta P_{aire/2} = 1605.0287 Pa$$

Cálculo de “Pérdida total de presión en el sistema”

Es necesario saber cuánta pérdida se pierde en el sistema, con el fin de obtener la potencia de nuestro ventilador centrífugo, para efectos de cálculos asumiremos que la pérdida de presión por la caldera es 500Pa, de tal forma procederemos a calcular la pérdida total:

$\Delta P_{gc/1}$: 3.9735 Pa	Pérdida generada en el inicio de la chimenea.
$\Delta P_{gc/2}$: 7.3237 Pa	Pérdida generada por contracción gradual en chimenea.
$\Delta P_{gc/3}$: 470.4089 Pa	Pérdida generada en el interior de tubos de 1 ¼”.
$\Delta P_{aire/1}$: 4329.3261 Pa	Pérdida generada en la coraza.
$\Delta P_{aire/2}$: 1605.0287 Pa	Pérdida generada por tubería de aire precalentado.
$\Delta P_{caldera}$: 500 Pa	Pérdida asumida por la caldera.

$$\Delta P_T = \sum \Delta P_S \quad \text{Ecuación 1.67}$$

$$\Delta P_T = 4329.3261 + 1605.0287 + 3.9735 + 7.3437 + 470.4089 + 500$$

$$\Delta P_T = 6916.0809 Pa$$

Cálculo de “Potencia requerida por el motor del ventilador”

La potencia del motor del ventilador es calculando de la siguiente ecuación, hay que aclarar que se agregará un factor de servicio de 1.20, de tal manera tenemos:

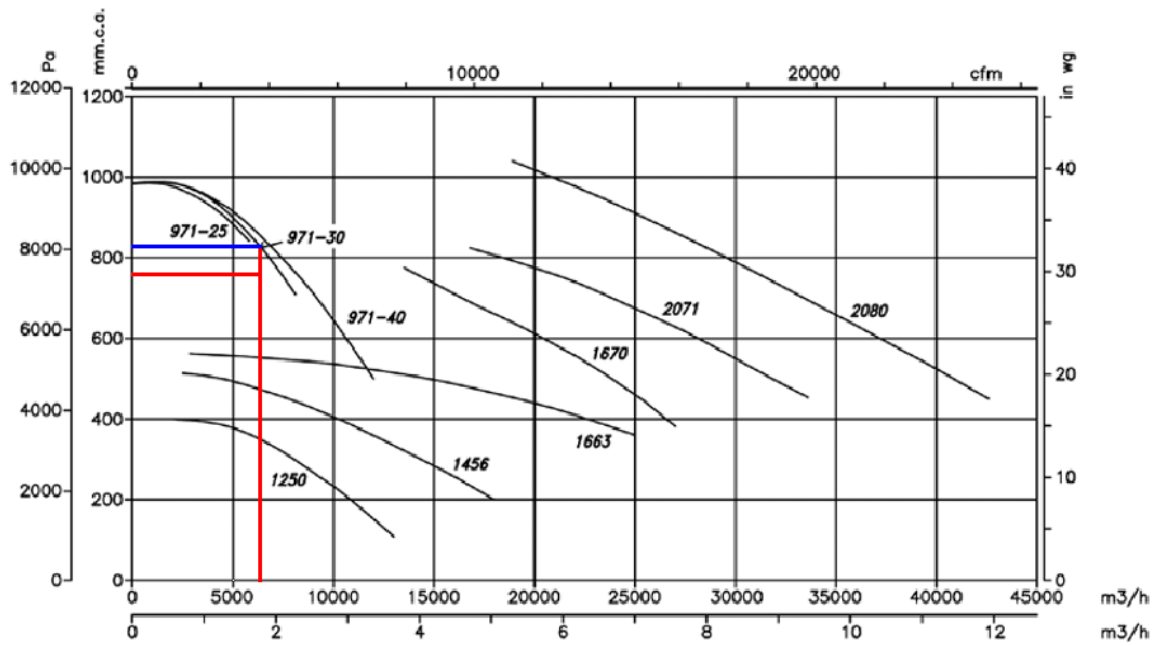
$\Delta P_T: 6916.0809 Pa$	Pérdida de presión total en el sistema.
$\dot{m}_{aire}: 1.6912 kg/s$	Flujo másico del aire.
$\bar{\rho}_{aire/1,2}: 1.0039 kg/m^3$	Densidad promedio del aire.
$F.S.: 1.2$	Factor de seguridad.
$\eta_{vent}: 79\%$	Rendimiento asumido del ventilador.

$$P_{vent} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{aire}}{\bar{\rho}_{aire}}\right) * \Delta P_T}{\eta_{vent} * 1000} * F.S. \quad \text{Ecuación 1.63}$$
$$P_{vent} = \frac{\left(\frac{1.6912}{1.0039}\right) * 6916.0809}{0.79 * 1000} * 1.2$$
$$\mathbf{P_{vent} = 17.6978 kW}$$

Para el cálculo del motor eléctrico que accionará al ventilador, se tendrá que asumir el rendimiento mecánico del motor de tal forma:

$\eta_{mec}: 85\%$	Rendimiento asumido del sistema mecánico del motor.
--------------------	---

$$P_{M.E.} = \frac{P_{vent}}{\eta_{mec}}$$
$$P_{M.E.} = \frac{17.6978}{0.85}$$
$$\mathbf{P_{M.E.} = 20.8209 kW}$$
$$\mathbf{P_{M.E.} = 27.9213 HP}$$



Fuente: Elaboración Propia

* **Imagen 15. Selección de ventilador SODECA en función de gráfica e intersección de datos.**

En la gráfica podemos observar que el ventilador adecuado para el funcionamiento del Precalentador de Aire es un SODCEA CAS-971-2T-30, sin embargo se necesitaría una válvula para aumentar levemente la caída de presión y dicha caída de presión debe de ser aproximadamente 600 Pa, esto para poder intersectar la curva característica del ventilador.

Cálculo de “Conductores y accesorios de protección de motor”

a) Corriente nominal del motor

Para el cálculo de corriente nominal se tomará en cuenta la caída de voltaje que sufre los conductores, se sabe que en el código nacional de electricidad se permite sólo un 2.5% se tiene que:

$P: 22000\text{ W}$	Potencia requerida del motor para accionar el ventilador.
$\cos \phi : 0.88$	Factor de potencia del motor. (Ver Tabla 47)
$V: 220\text{ V}$	Voltaje de servicio en red.
$\Delta V: 214.5\text{ V}$	Voltaje en bornes del motor eléctrico.

$$P = \sqrt{3} * V * I * \cos \phi$$
$$22000 = \sqrt{3} * 214.5 * I * 0.88$$
$$I = 67.2902\text{ A}$$

b) Sección del conductor

En la sala de calderos de Vitapro S.A. se encuentra aledaño un tablero de energía eléctrica de 220V que alimenta al motor actual del ventilador y a los compresores de aire, por lo cual la longitud del cable se estimará 40m, la corriente de diseño es 1.25 veces mayor que la corriente nominal del motor.

$I_D: 84.1128\text{ A}$	Corriente de diseño.
$L: 20\text{ m}$	Longitud desde bornes de motor hasta tablero eléctrico.
$\rho_{CU}: 0.0175 \frac{\Omega * \text{mm}^2}{\text{m}}$	Resistividad del cobre.
$\Delta V_{CU}: 5.5\text{ V}$	Caída de tensión en los conductores.

$$\Delta V_{CU} = \sqrt{3} * \rho_{CU} * \frac{L}{S} * I_D$$
$$5.5 = \sqrt{3} * 0.0175 * \frac{20}{S} * 84.1128$$
$$S = 9.2710\text{ mm}^2$$

Si consultamos a la tabla 48 entonces escogeríamos un conductor THW – 90 de calibre 6 AWG.

c) Selección de contactores eléctricos

Este contactor tiene que tener la capacidad de corriente igual o mayor que la corriente de diseño que para nuestro caso es de 84.1128A, entonces buscaríamos en la Tabla 49 y tendríamos que comprar un contactor 3RT1044-TAN20 debido a que su amperaje máximo es de 100A en tensión de servicio de 220 VAC.

d) Selección de relé bimetálicos

De similar manera que los contactores eléctricos, los relé bimetálicos se escogen en función de la corriente de diseño que es 84.1128 A, enunciando esto podemos escoger el relé bimetálico de serie 3RU146-4MB0 teniendo un rango de ruptura de amperaje desde 80 A hasta 100 A en una tensión de 220V, estos datos lo podemos confirmar consultado la Tabla 50.

e) Circuito de mando y potencia de motor eléctrico

Se sabe que un motor eléctrico requiere de ambos circuitos eléctricos de mando y de potencia, los cuales podemos observar en las imágenes 43 de mando y 42 de potencia, en el diagrama de mando se puede entender que accionando el pulsador S1 se activa en primer lugar todas las bobinas de los relé KM1, KM2 y al temporizador KA1 que pasando un tiempo determinado del fabricante accionará a la bobina del relé KM3 y a la vez desactivará la bobina del relé KM2 y de esta forma la conexión pasaría a ser triángulo, mientras que si se llega a accionar el pulsador S2 se detendrá todo el proceso y el motor parará.

3.4) Aislamiento térmico para recuperador de calor

Cálculo de aislamiento térmico para cuerpo de recuperador de calor

Debido a que nuestro sistema de precalentamiento de aire se encontrará en una zona dónde la velocidad del aire es considerable, es recomendable asilarla térmicamente.

a) Coeficiente de pérdida de calor por convección natural.

V_g : 2.0282 m/s Velocidad promedio del viento en la superficie de la chimenea.

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{V} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

$$h_{p \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{2.0282}$$

$$h_{p \rightarrow \infty} = 21.5121 \text{ W/m}^2 * \text{ }^\circ\text{C}$$

b) Cálculo flujo unitario de temperatura en recuperador de calor.

$\bar{T}_{aire/1,2}$: 78.3418 $^\circ\text{C}$	Temperatura media del aire en Precalentador.
T_a : 28.5615 $^\circ\text{C}$	Temperatura ambiental o del aire.
k_{mat} : 46.3 W/m * $^\circ\text{C}$	Conductividad térmica del Acero ASTM A36.
$\phi_{ext.}$: 660 mm	Diámetro exterior de Precalentador de aire.
$\phi_{int.}$: 644.16 mm	Diámetro interior de Precalentador de aire.
$h_{p \rightarrow \infty}$: 21.5121 W/m ² * $^\circ\text{C}$	Coeficiente de convección natural.
h_{aire} : 282.9129 W/m ² * $^\circ\text{C}$ del aire.	Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$\Phi_l = \frac{\pi * (85.9301 - 28.5615)}{\frac{1}{282.9129 * 0.64416} + \frac{1}{2 * 46.3} * \ln\left(\frac{0.660}{0.64416}\right) + \frac{1}{21.5121 * 0.660}}$$

$$\Phi_l = 2365.7628 \text{ W/m}$$

c) Cálculo para conocer para la temperatura de pared interior del recuperador de calor.

Φ_l : 2365.7628 W/m Flujo unitario de calor en tubería de Precalentador.
 $\bar{T}_{aire/1,2}$: 78.3418 °C Temperatura media del aire en Precalentador.
 $\phi_{int.}$: 644.16 mm Diámetro interior de Precalentador de aire.
 h_{aire} : 282.9129 W/m² * °C Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{p1})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}}}$$

$$2365.7628 = \frac{\pi * (78.3418 - T_{p1})}{\frac{1}{282.9129 * 0.64416}}$$

$$T_{p1} = 74.2996 \text{ °C}$$

d) Cálculo para conocer para la temperatura de pared exterior de Precalentador.

Φ_l : 2365.7628 W/m Flujo unitario de calor en tubería
 T_{p1} : 74.2996 °C Temperatura de pared interna de aire precalentado.
 k_{mat} : 46.3 W/m * °C Conductividad térmica del Acero ASTM A36.
 $\phi_{ext.}$: 660 mm Diámetro exterior de Precalentador de aire.
 $\phi_{int.}$: 644.16 mm Diámetro interior de Precalentador de aire.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{p1} - T_{p2})}{\frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right)}$$

$$2365.7628 = \frac{\pi * (74.2996 - T_{p2})}{\frac{1}{2 * 46.3} * \ln\left(\frac{0.660}{0.64416}\right)}$$

$$T_{p2} = 74.1021 \text{ °}$$

e) Superficie lateral de Precalentador de aire.

$L_{T-Preec}$: 2.32 m Altura de Precalentador de aire.
 ϕ_{ext} : 660 mm Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$$S_{L-unit} = \pi * d_{ext} * L_{tubo} [m^2] \quad \text{Ecuación 1.25}$$

$$S_{l-Preec} = \pi * (660/1000) * 2.32$$

$$S_{l-Preec} = 4.8104 m^2$$

f) Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

$h_{p \rightarrow \infty}$: 21.5121 W/m² * °C Coeficiente de convección natural.
 $S_{l-Preec}$: 4.8104 m² Superficie de Precalentador de aire.
 T_{p2} : 74.1021 °C Temperatura de pared externa de tubería.
 T_a : 28.5615 °C Temperatura ambiental o del aire.

$$\dot{Q}_{conv.N} = h_{p \rightarrow \infty} * S_{L-Inst.} * (T_p - T_{\infty}) \quad \text{Ecuación 1.6}$$

$$\dot{Q}_{Preec.S/A} = 21.5121 * 4.8104 * (74.1021 - 28.5615)$$

$$\dot{Q}_{Preec.S/A} = 4712.6235 W$$

Para poder continuar con el cálculo del aislamiento térmico será necesario primero anteponer una temperatura de pared externa del aislamiento térmico un rendimiento, para tomar una decisión de qué tipo de aislamiento utilizaremos en el sistema vamos a hacer un cálculo técnico comparativo para la “Lana mineral” y “Fibra de vidrio”, entonces procedemos:

g) Calor perdido con aislamiento térmico.

$T_{p3}: 35^{\circ}C$

Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.

$\eta_{aisl.}: 95\%$

Rendimiento supuesto de aislamiento térmico.

$\dot{Q}_{Prec.S/A}: 4712.6235 W$
Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

$$\eta_{ais} = 1 - \frac{\dot{Q}_{C/A}}{\dot{Q}_{S/A}} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

$$\dot{Q}_{Prec.C/A} = (1 - 0.95) * 4712.6235$$

$$\dot{Q}_{Prec.C/A} = 235.6312 W$$

h) Cálculo de calor unitario perdido sin aislamiento térmico

$L_{T-Prec}: 2.32 m$

Altura de Precalentador de aire.

$\dot{Q}_{Prec.C/A}: 235.6312 W$

Calor perdido con aislamiento térmico

$$q_{Tub} = \frac{\dot{Q}_{Tub}}{L_{total}} \quad \text{Ecuación 1.19}$$

$$q_{Tub/C.A.} = \frac{235.6312}{2.32}$$

$$q_{Tub/C.A.} = 101.5652 W/m$$

i) Temperatura media de aislamiento térmico.

$T_{p3}: 35^{\circ}C$

Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.

$T_{p2}: 74.1021^{\circ}C$

Temperatura de pared externa de tubería.

$$t_m = \frac{T_{p2} + T_{p3}}{2} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

$$t_m = \frac{74.1021 + 35}{2}$$

$$t_m = 54.5511^{\circ}C$$

Selección de aislamiento térmico adecuado.

En este punto del cálculo se comenzará a realizar el análisis comparativo de aislamiento térmico ideal para el sistema, la conductividad térmica del aislamiento térmico tanto para la fibra de vidrio como para lana mineral se puede encontrar en la Tabla 28:

Para Lana Mineral:

I. Conductividad térmica para “Lana Mineral”.

t_m : 54.5511 °C Temperatura media del aislamiento térmico.

$$k_{L.M.} = 0.048720 + 0.000197 * t_m$$
$$k_{L.M.} = 0.048720 + 0.000197 * 54.5511$$
$$\mathbf{k_{L.M.} = 0.05947 W/m * °C}$$

II. Diámetro y grosor de aislamiento térmico “Lana Mineral”.

T_{p3} : 35°C Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.
 T_{p2} : 74.1021 °C Temperatura de pared externa de tubería.
 $q_{Tub/c.A.}$: 101.5652 W/m Calor perdido unitario en recuperador aislado.
 $k_{L.M.}$: 0.05947 W/m * °C Conductividad térmica de “Lana Mineral”.
 $\phi_{ext.}$: 660 mm Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$$\phi'_{ext.} = e^{\left[\frac{\pi * (T_{p2} - T_{p3})}{q_{Tub} * \left(\frac{1}{2 * k_{mat}} \right)} \right]} * \phi_{ext.} \quad \text{Ecuación 1.20}$$
$$\phi'_{ext.} = e^{\left[\frac{\pi * (74.1021 - 35)}{101.5652 * \left(\frac{1}{2 * 0.05947} \right)} \right]} * 0.660$$
$$\mathbf{\phi'_{ext.} = 0.7621 m}$$

Para calcular el grosor de aislamiento térmico se necesitará restar el resultado obtenido con el diámetro exterior del Precalentador de aire y dividir sobre dos, de tal manera podemos afirmar:

$\phi_{ext.}$: 660 mm Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$\phi'_{ext.}$: 762.115 mm Diámetro exterior del aislamiento térmico.

$$\delta_{ais} = \frac{\phi'_{ext.} - \phi_{ext.}}{2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

$$\delta_{Aisl.} = \frac{0.762115 - 0.660}{2}$$

$$\delta_{Aisl.} = 0.05106 \text{ m}$$

$$\delta_{Aisl.} = 2.01013''$$

Para Fibra de vidrio:

III. Conductividad térmica para "Fibra de vidrio".

t_m : 54.5511 °C Temperatura media del aislamiento térmico.

$$k_{F.V.} = 0.041760 + 0.000232 * t_m$$

$$k_{F.V.} = 0.041760 + 0.000232 * 54.5511$$

$$k_{F.V.} = 0.05442 \text{ W/m} * ^\circ\text{C}$$

IV. Diámetro y grosor de aislamiento térmico "Fibra de vidrio".

T_{p3} : 35°C Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.

T_{p2} : 74.1021 °C Temperatura de pared externa de tubería.

$q_{Tub/C.A.}$: 101.5652 W/m Calor perdido unitario en recuperador aislado.

$k_{F.V.}$: 0.05442 W/m * °C Conductividad térmica de "Fibra de vidrio".

$$\phi'_{ext.} = e^{\left[\frac{\pi * (T_{p2} - T_{p3})}{q_{Tub} * \left(\frac{1}{2 * k_{mat'}} \right)} \right]} * \phi_{ext.} \quad \text{Ecuación 1.20}$$

$$\phi'_{ext.} = e^{\left[\frac{\pi * (74.1021 - 35)}{101.5652 * \left(\frac{1}{2 * 0.05442} \right)} \right]} * 0.660$$

$$\phi'_{ext.} = 0.7525 \text{ m}$$

Para calcular el grosor de aislamiento térmico se necesitará restar el resultado obtenido con el diámetro exterior del Precalentador de aire y dividir sobre dos, de tal manera podemos afirmar:

$$\delta_{ais} = \frac{\phi'_{ext.} - \phi_{ext.}}{2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

$$\delta_{Aisl.} = \frac{0.7525 - 0.660}{2}$$

$$\delta_{Aisl.} = 0.04623 \text{ m}$$

$$\delta_{Aisl.} = 1.8201''$$

Con este cálculo podemos afirmar que el aislamiento con “Fibra de Vidrio”, tiene mejor aspecto para este sistema, debido a que si utilizamos “Lana Mineral” tendríamos que redondear los 2.066” a 4”, la razón es porque Lana Mineral no se comercializa en colchonetas de 1” si no de 2”, a diferencia de la “Fibra de Vidrio”, si bien es cierto tenemos que redondear de 1.8875” a 2” pero nos favorece porque podemos aumentar más nuestro rendimiento de aislamiento.

Rendimiento real de aislamiento térmico para recuperador de calor

a) Cálculo real de grosor de aislamiento térmico.

$\delta_{Aisl.}$: 2" Grosor comercial de aislamiento térmico.
 $\phi_{ext.}$: 660 mm Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$$\delta_{ais} = \frac{\phi'_{ext.} - \phi_{ext.}}{2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

$$50.8 = \frac{d_3 - 660}{2}$$

$$\phi'_{ext.} = 761.6 \text{ mm}$$

b) Calor unitario perdido con grosor real de aislamiento térmico

$T_{p3}: 35^{\circ}C$	Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.
$T_{p2}: 74.1021^{\circ}C$	Temperatura de pared externa de tubería.
$k_{F.V.}: 0.05442 W/m * ^{\circ}C$	Conductividad térmica de "Fibra de vidrio".
$\phi'_{ext.}: 761.6 mm$	Diámetro exterior real de aislamiento térmico.
$\phi_{ext.}: 660 mm$	Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$$q'_{Tub/C.A.} = \frac{\pi * (T_{p2} - T_{p3})}{\frac{1}{2 * k_{F.V.}} * \ln\left(\frac{\phi'_{ext.}}{\phi_{ext.}}\right)}$$

$$q'_{Tub/C.A.} = \frac{\pi * (74.1021 - 35)}{\frac{1}{2 * 0.05442} * \ln\left(\frac{761.6}{660}\right)}$$

$$q'_{Tub/C.A.} = \mathbf{93.3794 W/m}$$

c) Calor total perdido con grosor real de aislamiento térmico.

$q'_{Tub/C.A.}: 93.3794 W/m$	Calor unitario perdido con grosor real de aislamiento térmico.
$L_{T-Prec}: 2.32 m$	Altura de Precalentador de aire.

$$q_{Tub} = \frac{\dot{Q}_{Tub}}{L_{total}} \quad \text{Ecuación 1.19}$$

$$93.3794 = \frac{\dot{Q}'_{Prec.C/A}}{2.32}$$

$$\dot{Q}'_{Prec.C/A} = \mathbf{216.6402}$$

d) Rendimiento real de aislamiento térmico.

$\dot{Q}'_{Prec.C/A}: 216.6402$	Calor total perdido con grosor real de aislamiento térmico.
$\dot{Q}_{Prec.S/A}: 4712.6235 W$	Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

$$\eta_{ais} = 1 - \frac{\dot{Q}_{C/A}}{\dot{Q}_{S/A}} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

$$216.6402 = (1 - \eta'_{aisl.}) * 4712.6235$$

$$\eta'_{aisl.} = \mathbf{95.4029 \%}$$

Cálculo de aislamiento térmico para tubería de aire precalentado

Ahora se calculará el aislamiento térmico de la tubería de aire precalentado, a diferencia del último cálculo de aislamiento, será necesario primero calcular el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor por convección en la tubería de aire precalentado, después de ello se podrá proceder con el mismo cálculo de aislamiento para Precalentador, teniendo en claro esto continuaremos con el cálculo.

a) Número de Nusselt en tubería de aire precalentado.

$Re_{tub/aire}$: 273247.4116 Número de Reynolds en aire precalentado.

Pr : 0.7060 Número de Prandtl de aire precalentado.

$$Nu_{m\acute{a}x} = 0.023 * Re_{m\acute{a}x}^{0.8} * Pr^n [1] \quad \text{Ecuación 1.8}$$

$$Nu_{pre.C} = 0.023 * 273247.4116^{0.8} * 0.7060^{0.3}$$

$$Nu_{pre.C} = 463.0353$$

b) Coeficiente de transferencia de calor por convección interna.

$Nu_{pre.C}$: 463.0353 Número de Nusselt para tubería de aire precalentado.

$\phi_{int/aire}$: 0.3429 m Diámetro interior de la tubería del aire precalentado.

$k_{pre.C}$: $26.1116 * 10^{-3} W/m^2 * ^\circ C$ Conductividad térmica del aire precalentado.

$$Nu = \frac{h * L_c}{k_{mat}} [1] \quad \text{Ecuación 1.5}$$

$$463.0353 = \frac{h * 0.3429}{26.1116 * 10^{-3}}$$

$$h = 35.2598 W/m^2 * ^\circ C$$

c) Cálculo flujo unitario de temperatura en recuperador de calor.

T_{sf2} : 128.1221 °C	Temperatura del aire precalentado.
T_a : 28.5615 °C	Temperatura ambiental o del aire.
k_{mat} : 46.3 W/m * °C	Conductividad térmica del Acero ASTM A36.
$\phi_{ext.}$: 355.6 mm	Diámetro exterior de tubería de aire precalentado.
$\phi_{int.}$: 342.9 mm	Diámetro interior de tubería de aire precalentado.
$h_{p \rightarrow \infty}$: 21.5121 W/m ² * °C	Coefficiente de convección natural.
h_{aire} : 35.2598 W/m ² * °C	Coefficiente de convección del aire en el interior de la tubería de aire precalentado.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$\Phi_l = \frac{\pi * (128.1221 - 28.5615)}{\frac{1}{35.2598 * 0.3429} + \frac{1}{2 * 46.3} * \ln\left(\frac{355.6}{342.9}\right) + \frac{1}{21.5121 * 0.3556}}$$

$$\Phi_l = 1462.7745 \text{ W/m}$$

d) Cálculo para conocer para la temperatura de pared interior de tubería de aire precalentado.

Φ_l : 1462.7745 W/m	Flujo unitario de calor en tubería de aire precalentado.
T_{sf2} : 128.1221 °C	Temperatura del aire precalentado.
$\phi_{int.}$: 342.9 mm	Diámetro interior de tubería de aire precalentado.
h_{aire} : 35.2598 W/m ² * °C	Coefficiente de convección del aire en el interior de la tubería de aire precalentado.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{p1})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}}}$$

$$1462.7745 = \frac{\pi * (128.1221 - T_{p1})}{\frac{1}{35.2598 * 0.3429}}$$

$$T_{p1} = 89.6115 \text{ °C}$$

e) Cálculo para conocer para la temperatura de pared exterior de tubería.

Φ_l : 1462.7745 W/m	Flujo unitario de calor en tubería de aire precalentado.
k_{mat} : 46.3 W/m * °C	Conductividad térmica del Acero ASTM A36.
$\phi_{ext.}$: 355.6 mm	Diámetro exterior de tubería de aire precalentado.
$\phi_{int.}$: 342.9 mm	Diámetro interior de tubería de aire precalentado.
T_{p1} : 89.6115 °C	Temperatura de pared interna en aire precalentado.

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{f1} - T_{f2})}{\frac{1}{h_{int.} * \phi_{int.}} + \frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right) + \frac{1}{h_{ext.} * \phi_{ext.}}} \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$\Phi_l = \frac{\pi * (T_{p1} - T_{p2})}{\frac{1}{2 * k_{mat}} * \ln\left(\frac{\phi_{ext.}}{\phi_{int.}}\right)}$$

$$1462.7745 = \frac{\pi * (89.6115 - T_{p2})}{\frac{1}{2 * 46.3} * \ln\left(\frac{355.6}{342.9}\right)}$$

$$T_{p2} = 89.4286 \text{ °C}$$

f) Superficie lateral de Precalentador de aire.

L_{T-Aire} : 23.9355 m	Altura de Precalentador de aire.
$\phi_{ext.}$: 355.3 mm	Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$$S_{L-unit} = \pi * d_{ext} * L_{tubo} [m^2] \quad \text{Ecuación 1.25}$$

$$S_{l-Aire.PCa} = \pi * \left(\frac{355.3}{1000}\right) * 23.9355$$

$$S_{l-Aire.PCa} = 26.5666 \text{ m}^2$$

g) Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

$h_{p \rightarrow \infty}$: 21.5121 W/m ² * °C	Coefficiente de convección natural.
$S_{l-Aire.PCa}$: 26.5666 m ²	Superficie de Precalentador de aire.
T_{p2} : 89.4286 °C	Temperatura del aire precalentado.
T_a : 28.5615 °C	Temperatura ambiental o del aire.

$$\dot{Q}_{conv.N} = h_{p \rightarrow \infty} * S_{L-Inst.} * (T_p - T_{\infty}) \quad \text{Ecuación 1.6}$$

$$\dot{Q}_{Tub.aireS/A} = 21.5121 * 26.5666 * (89.4286 - 28.5615)$$

$$\dot{Q}_{Tub.aireS/A} = 34785.7519 \text{ W}$$

h) Calor perdido con aislamiento térmico.

$T_{p3}: 35^{\circ}C$

Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.

$\eta_{aisl.}: 95\%$

Rendimiento supuesto de aislamiento térmico.

$\dot{Q}_{Prec.S/A}: 34785.7519 W$
Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

Calor perdido en Precalentador de aire sin aislamiento térmico.

$$\eta_{ais} = 1 - \frac{\dot{Q}_{C/A}}{\dot{Q}_{S/A}} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

$$\dot{Q}_{Tub.aireC/A} = (1 - 0.95) * 34785.7519$$

$$\dot{Q}_{Tub.aireC/A} = 1739.2876 W$$

i) Cálculo de calor unitario perdido sin aislamiento térmico

$L_{T-Aire}: 23.9355 m$

Longitud total de tubería de aire precalentado.

$\dot{Q}_{Tub.aireC/A}: 1739.2876 W$

Calor perdido con aislamiento térmico

$$q_{Tub} = \frac{\dot{Q}_{Tub}}{L_{total}} \quad \text{Ecuación 1.19}$$

$$q_{Tub/C.A.} = \frac{1739.2876}{23.9355}$$

$$q_{Tub/C.A.} = 72.6656 W/m$$

j) Temperatura media de aislamiento térmico.

$T_{p3}: 35^{\circ}C$

Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.

$T_{p2}: 89.4286^{\circ}C$

Temperatura de pared externa de tubería.

$$t_m = \frac{T_{p2} + T_{p3}}{2} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

$$t_m = \frac{89.4286 + 35}{2}$$

$$t_m = 62.2143^{\circ}C$$

k) Conductividad térmica para “Fibra de vidrio”.

t_m : 62.2143 °C Temperatura media del aislamiento térmico.

$$k_{F.V.} = 0.041760 + 0.000232 * t_m$$

$$k_{F.V.} = 0.041760 + 0.000232 * 62.2143$$

$$k_{F.V.} = 0.05619 \text{ W/m} * ^\circ\text{C}$$

l) Diámetro y grosor de aislamiento térmico “Fibra de vidrio”.

T_{p3} : 35°C Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.
 T_{p2} : 89.4286 °C Temperatura de pared externa de tubería.
 $q_{Tub/C.A.}$: 72.6656 W/m Calor perdido unitario en recuperador aislado.
 $k_{F.V.}$: 0.05619 W/m * °C Conductividad térmica de “Fibra de vidrio”.
 $\phi_{ext.}$: 355.3 mm Diámetro exterior de Precalentador de aire.

$$\phi'_{ext.} = e^{\left[\frac{\pi * (T_{p2} - T_{p3})}{q_{Tub} * \left(\frac{1}{2 * k_{mat}} \right)} \right]} * \phi_{ext.} \quad \text{Ecuación 1.20}$$

$$d_3 = e^{\left[\frac{\pi * (89.4286 - 35)}{72.6656 * \left(\frac{1}{2 * 0.05619} \right)} \right]} * 0.3553$$

$$\mathbf{d_3 = 0.46285m}$$

Para calcular el grosor de aislamiento térmico se necesitará restar el resultado obtenido con el diámetro exterior del Precalentador de aire y dividir sobre dos, de tal manera podemos afirmar:

$$\delta_{ais} = \frac{\phi'_{ext.} - \phi_{ext.}}{2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

$$\delta_{Aisl.} = \frac{0.46285 - 0.3553}{2}$$

$$\delta_{Aisl.} = \mathbf{0.05378 \text{ m}}$$

$$\delta_{Aisl.} = \mathbf{2.1173''}$$

Rendimiento real de aislamiento térmico en tubería de aire precalentado

a) Diámetro exterior de aislante térmico

$\delta_{Aisl.}$: 3" Grosor de aislamiento térmico.
 d_2 : 355.3 Diámetro exterior de tubería de aire precalentado.

$$\delta_{ais} = \frac{\phi'_{ext.} - \phi_{ext.}}{2} \quad \text{Ecuación 1.21}$$

$$76.2 = \frac{d_3 - 355.3}{2}$$

$$\mathbf{d_3 = 507.7 mm}$$

b) Calor unitario perdido con nuevo diámetro de aislante.

T_{p3} : 35°C Temperatura de pared externa del aislamiento térmico.
 T_{p2} : 89.4286 °C Temperatura de pared externa de tubería.
 $k_{F.V.}$: 0.05619 W/m * °C Conductividad térmica de "Fibra de vidrio".
 d_3 : 507.7 mm Diámetro exterior de aislamiento térmico.

$$q'_{Tub/C.A.} = \frac{\pi * (T_{p2} - T_{p3})}{\frac{1}{2 * k_{F.V.}} * \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right)}$$

$$q'_{Tub/C.A.} = \frac{\pi * (89.4286 - 35)}{\frac{1}{2 * 0.05619} * \ln\left(\frac{507.7}{355.3}\right)}$$

$$\mathbf{q'_{Tub/C.A.} = 53.8375 W/m}$$

c) Calor total perdido en tubería por aislamiento térmico.

$q'_{Tub/C.A.}$: 53.8375 W/m Calor unitario perdido con aislamiento térmico en 3".
 L_{T-Aire} : 23.9355 m Longitud total de tubería de aire precalentado.

$$q_{Tub} = \frac{\dot{Q}_{Tub}}{L_{total}} \quad \text{Ecuación 1.19}$$

$$53.8375 = \frac{\dot{Q}'_{Tub.aireC/A}}{23.9355}$$

$$\mathbf{\dot{Q}'_{Tub.aireC/A} = 1288.6284 W}$$

d) Rendimiento real de aislamiento térmico.

$\dot{Q}_{Tub.aireS/A}$: 34785.7519 W

Calor total perdido en tubería sin aislamiento térmico.

$$\eta_{ais} = 1 - \frac{\dot{Q}_{C/A}}{\dot{Q}_{S/A}} \quad \text{Ecuación 1.18}$$

$$1288.6284 = (1 - \eta'_{aisl.}) * 34785.7519$$

$$\eta'_{aisl.} = \mathbf{96.2955 \%}$$

Haremos una breve pausa a los cálculos, para hacer una pregunta, ¿La fibra de vidrio es cancerígena?, esto en realidad es un mito, varios estudios han condenado a la falsedad de tal mito, como es la “*Agencia Internacional de Investigación del Cáncer*” (IARC) en Octubre del año 2001, indica que; “*aislantes de lana de vidrio, filamentos continuos de vidrio, lana de roca y lana de escoria, no están clasificados como cancerígenos para el hombre (Grupo 3)*”. Además, de acuerdo con la Directiva 67/548/CE y su modificación del 15 de enero de 2009, las lanas minerales no están clasificadas como irritantes (Reglamento CE 790/2009)”, de esta forma podemos dar de seguro que la fibra de vidrio no es dañina ni mucho menos cancerígena y puede ser utilizado como material en el medio de los cálculos de aislamiento térmico como en su instalación, para mayor información revisar el Anexo 13, la cual es una ficha técnica de fibra de vidrio del fabricante FiberGlass la cual avala que las lanas minerales y fibra de vidrio no son cancerígenas.

3.5) Mejora de implementación

Cálculo de “Nuevo rendimiento de caldera”:

Debido a todos los estudios y cálculos realizados podemos ahora decir cuánto ha aumentado nuestro rendimiento con la implementación del recuperador de calor, que puede ser obtenido con el siguiente procedimiento y finalizando con la comparación del primer rendimiento y el final que ya ha sido modificado por el recuperador de calor, de tal manera podemos afirmar:

- a) Pérdida de calor variante debido a la temperatura de los gases de combustión en la chimenea.

1. Variación térmica debido a los gases de residuales y aire atmosférico.

T_{sg} : 259.61 °C Temperatura inicial de los gases de combustión.

T_a : 28.5615 °C Temperatura del aire en la chimenea.

$$\Delta T = \frac{T_i - T_f}{2} \quad \text{Ecuación 1.65}$$

$$\Delta T_{in} = 259.61 - 28.5615$$

$$\Delta T_{in} = \mathbf{231.0485 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

2. Cálculo de calor perdido variante por los gases residuales.

\dot{m}_{gc} : 1.7639 kg/s Flujo másico de los gases residuales en la chimenea.

\bar{c}_{pgr} : 1.1062 kJ/kg * °C Calor específico promedio de los gases residuales.

ΔT_{in} : 231.0485 °C Variación térmica debido a los gases residuales y aire atmosférico.

$$\dot{Q} = \dot{m} * \Delta h = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad \text{Ecuación 1.4}$$

$$\dot{Q}_{pv} = 1.7639 * 1.1062 * 231.0485$$

$$\dot{Q}_{pv} = \mathbf{450.8279 \text{ kW}}$$

3. Pérdida variable unitaria en la caldera.

$BHP: 400 \text{ BHP}$

Potencia neta de caldera.

$\dot{Q}_{pv} = 450.8279 \text{ kW}$

Calor con pérdida variable en la caldera.

$$\dot{Q}_T = 9.81 * BHP * F_C \quad \text{Ecuación 1.45}$$

$$\dot{Q}_T = 400 * 9.81$$

$$\dot{Q}_T = \mathbf{3924 \text{ kW}}$$

$$\dot{q}_{pv} = \frac{\dot{Q}_{pv}}{\dot{Q}_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.66}$$

$$\dot{q}_{pv} = \frac{450.8279}{3924} * 100$$

$$\dot{q}_{pv} = \mathbf{11.4889 \%}$$

4. Porcentaje y pérdida fija neta de calor en caldera.

$\dot{q}_{pv} = 11.4889 \%$

Calor unitario variante perdido en caldera.

$\eta_T: 81.2993\%$

Rendimiento total de caldera.

$$\eta_T = 100 - \dot{q}_{pv} - \dot{q}_{pf} \quad \text{Ecuación 1.67}$$

$$81.2993 = 100 - 11.4889 - \dot{q}_{pf}$$

$$\dot{q}_{pf} = \mathbf{7.2118 \%}$$

$$\dot{q}_{pf} = \frac{\dot{Q}_{pf}}{\dot{Q}_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.68}$$

$$5.7169 = \frac{\dot{Q}_{pf}}{3924} * 100$$

$$\dot{Q}_{pf} = \mathbf{282.991 \text{ kW}}$$

Ya conociendo las pérdidas fijas en la caldera se procederá a realizar el cálculo para obtener el nuevo rendimiento con la implementación del recuperador de calor, de tal manera podemos tener:

5. Variación térmica debido a los gases de residuales y aire atmosférico con el recuperador de calor implementado.

T_{sg} : 180 °C Temperatura final de los gases de combustión.

T_a : 28.5615 °C Temperatura del aire en la chimenea.

$$\Delta T = \frac{T_i - T_f}{2} \quad \text{Ecuación 1.65}$$

$$\Delta T'_{in} = 180 - 28.5615$$

$$\Delta T'_{in} = \mathbf{151.4385 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

6. Cálculo de porcentaje y calor neto perdido variante por los gases residuales con el recuperador de calor implementado.

\dot{m}_{gc} : 1.7639 kg/s Flujo másico de los gases residuales en la chimenea.

\overline{Cp}'_{gr} : 1.07001 kJ/kg * °C Calor específico promedio de los gases residuales.

$\Delta T'_{in}$: 151.4385 °C Variación térmica debido a los gases residuales y aire atmosférico.

$$\dot{Q} = \dot{m} * \Delta h = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad \text{Ecuación 1.4}$$

$$\dot{Q}_{pv/2} = 1.7639 * 1.07001 * 151.4385$$

$$\dot{Q}_{pv/2} = \mathbf{285.8236 \text{ kW}}$$

$$\dot{q}_{pv} = \frac{\dot{Q}_{pv}}{\dot{Q}_T} * 100 \quad \text{Ecuación 1.66}$$

$$\dot{q}_{pv/2} = \frac{285.8236}{3924} * 100$$

$$\dot{q}_{pv/2} = \mathbf{7.2839 \%}$$

7. Nuevo rendimiento con la implementación del recuperador de calor:

$\dot{q}_{pv/2} = 7.2839 \%$ Calor variable unitario perdido con implementación de recuperador de calor en caldera.

$\dot{q}_{pf} = 7.2118 \%$ Calor fijo unitario perdido en caldera.

$\eta_T: 81.2993\%$ Rendimiento inicial de caldera.

$$\eta_T = 100 - \dot{q}_{pv} - \dot{q}_{pf} \quad \text{Ecuación 1.67}$$

$$\eta_{T/2} = 100 - 7.2839 - 7.2118$$

$$\eta_{T/2} = \mathbf{85.5042 \%$$

$$\Delta\eta = \eta_{T/2} - \eta_T \quad \text{Ecuación 1.69}$$

$$\Delta\eta = 85.5042 - 81.2993$$

$$\Delta\eta = \mathbf{4.2049 \%$$

Podemos afirmar que con la implementación del recuperador de calor, se aumenta la eficiencia en 4.2049%.

Cálculo de “Ahorro de combustible residual R-6”:

Con la implementación del recuperador de calor en la chimenea de la caldera, reflejará un aumento de eficiencia térmica en la caldera, y por ende un ahorro de combustible que se puede justificar haciendo el siguiente procedimiento de cálculo:

$\rho_{R-6} = 999.4 \text{ kg/m}^3$ Densidad del Petróleo Residual R-6

$$\dot{Q}_U = \dot{m}'_{cble} * (PCI + R_{a-cble} * h'_{aire}) \quad \text{Ecuación 1.35}$$

$$3190.1845 = \dot{m}'_{cble} * (43200 + 23.2561 * 129.6352)$$

$$\dot{m}'_{cble} = \mathbf{0.06902}$$

$$\Delta\dot{m}_{cble} = \dot{m}_{cble} - \dot{m}'_{cble}$$

$$\Delta\dot{m}_{cble} = 0.07272 - 0.06796$$

$$\Delta\dot{m}_{cble} = 3.69 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\Delta\dot{m}_{cble} = 3.69 * 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta\dot{m}_{cble} = 3.5098 \text{ gal} - \text{US/h}$$

Para expresar en unidades monetarias el ahorro que reflejaría, se hará uso del tiempo de operación de la caldera durante un día, mes y año, por otro lado el precio del galón de combustible podemos obtenerlo consultando la [Tabla 31](#), por lo cual tenemos que:

$tpo_{día}$: 23 h/día	Tiempo de operación de caldera durante un día.
tpo_{mes} : 28 días/mes	Días de operación de la caldera durante un mes.
C_{R-6} : 4.5295 S/gal – US	Costo del galón de petróleo R-6.

$$C_{prod} = \Delta\dot{m}_{cble} * tpo_{día} * tpo_{mes} * C_{R-6}$$

$$C_{prod} = 3.5098 * 23 * 28 * 4.31$$

$$C_{prod} = 9,741.9413 \text{ S/mes}$$

$$C_{prod} = 116,903.2953 \text{ S/año}$$

Con este cálculo podemos decir que la empresa se puede ahorrar S/. 116,903.2953 durante un año de operación en la caldera pirotubular APIN 400 BHP.

3.6) Selección de soldadura para recuperador de calor

La empresa SWEP (The Schools Water Efficiency Program), especializada en fabricación de intercambiadores de calor, aseguran que el mejor material para un intercambiador de calor y sus conexiones son con electrodo TIG o MIG/MAG, disponiendo en esto usaremos un electro SUPERCITO.

SOLDEXA una empresa especializada en el comercio de elementos de soldadura, da a entender que el electrodo TIGFIL 2010Mo tiene clasificación AWS A5.9 / ASME-SFA 5.9 y comercialmente con el código de ER316L, *“Varilla sólida para el proceso TIG (GTAW) cuyo depósito es un acero inoxidable austeno ferrítico de bajo contenido de carbono (0,03%), ideal para unir aceros inoxidables del tipo AISI 316L o de similar composición. Sus depósitos tienen una excelente resistencia mecánica y resistencia a la corrosión hasta temperaturas por debajo de 400°C.”* afirma el fabricante, esta soldadura será utilizada en las conexiones interna las cuales son; mamparas con coraza y los tubos internos de 1 ¼” a mamparas, la ficha técnica del TIGFIL 2010Mo la podemos ver en ([Imagen 29](#))

Sin embargo para la unión que hay entre los tubos escalonados con las mamparas completas del recuperador de calor se utilizará un electrodo para proceso TIG o GTAW denominado como TIGFIL 316LG-5, la cual tiene como descripción; *“Alambre tubular de acero inoxidable para soldadura TIG utilizado en la primera capa de unión a tope. Una buena sanidad del cordón se puede obtener sin necesidad de respaldo. Este tipo de alambre también puede ser utilizado para múltiples capas de soldadura.”*, su fabricante SOLDEXA tiene como código al electrodo como R316LT1-5 y cumple con la norma AWS A5.22 / ASME SFA-5.22. ([Imagen 28](#))

Por otro lado para las conexiones externas como la tubería de aire precalentado y la unión del cuerpo del recuperador de calor con la expansión y contracción serán con el proceso de soldadura SMAW y con el electrodo SUPERCITO PRO, que describe al electrodo como; “*Electrodo revestido de tipo básico, para ser aplicado con corriente continua polaridad al positivo (75 OCV, mín.). Debido al polvo de hierro tiene alto ratio de deposición, además de presentar un arco suave con bajo nivel de salpicaduras. La punta del electrodo está grafitado, lo que favorece un encendido mucho más rápido del arco. El depósito de soldadura presenta alta tenacidad a bajas temperaturas (Hasta -45°C).*”, el fabricante OERLIKON asegura que el electrodo cumple con las normas AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1 y se encuentra con el nombre comercial de E708-1. (Imagen 27)

Cálculo de capacidad de soldadura

Para poder reducir la complejidad de cálculo se someterá a la soldadura los parámetros de funcionamiento críticos del recuperador de calor, y con los resultados podríamos favorecer la selección adecuada de la soldadura, se realizarán cálculos sometidos a esfuerzos tangencial, longitudinal y térmico, antes de realizar estos cálculos se hará la verificación de espesor de tuberías, por otro lado las mamparas del recuperador de calor son de ¼” de espesor y la coraza está gobernada por la cédula 10 debido a la norma TEMA, para poder encontrar dicho espesor podemos consultar a la Tabla 29.

a) Verificación de espesor de tubería.

P_T : 6916.0809 Pa	Presión de servicio en la tubería.
σ_y : 250 MPa	Esfuerzo de fluencia del Acero ASTM A36.
$\phi_{int.}$: 314.66 mm	Diámetro interior de la tubería de aire ingresante.
C : 0.25 mm/año	Desgaste de espesor de tubería. (<u>Tabla 27</u>)
V : 20 años	Vida útil de tubería.
$F.S.$: 2	Factor de seguridad.

$$e = \left(\frac{P_s * \phi_{int.}}{2 * \sigma_y} \right) * F.S. + C * V$$

$$e = \left(\frac{6916.0809 * 10^{-6} * 314.66}{2 * 250} \right) * 2 + 0.25 * 20$$

$$e = 5.0087 \text{ mm}$$

Si comparamos este resultado con la normativa de cédula 10 podemos estar seguro que la tubería no cederá ante la presión de trabajo y en 20 años con una velocidad de corrosión interna de 0.25 mm/año.

b) Relación espesor y radio

En el diseño de recipientes a presión se tiene que tener en consideración la relación que existe entre el espesor y el radio del depósito, Shigley en su libro de Diseño en ingeniería mecánica, da entender que la relación 1/20 es muy común en tuberías a presión, y tiene un procedimiento específico, verificando esto para poder ser aplicado en esta investigación tendríamos:

e : 6.35 mm

Espesor de tubería cédula 10.

$\phi_{int.}$: 314.66 mm

Diámetro interior de la tubería de aire ingresante.

$$\frac{e}{r} < \frac{1}{20}$$

$$\frac{6.35}{314.66/2} < \frac{1}{20}$$

$$0.04036 < 0.05$$

La relación si cumple, entonces se seguirá el procedimiento que se rige a la relación que calculamos.

c) Esfuerzo transversal en soldadura de tubería.

P_T : 6916.0809 Pa

Presión de servicio en la tubería.

e : 6.35 mm

Espesor de tubería cédula 10.

$\phi_{int.}$: 314.66 mm

Diámetro interior de la tubería de aire ingresante.

$$\sigma_t = \frac{P_S * (\phi_{int.} + e)}{2 * e}$$

$$\sigma_t = \frac{6916.0809 * (314.66 + 6.35)}{2 * 6.35}$$

$$\sigma_t = 174.8135 \text{ kPa}$$

174.8135 kPa (Esfuerzo transversal) < 485 MPa (Tracción de Soldadura)

d) Esfuerzo longitudinal en soldadura de tubería.

P_T : 6916.0809 Pa

Presión de servicio en la tubería.

$\phi_{int.}$: 314.66 mm

Diámetro interior de la tubería de aire ingresante.

e : 6.35 mm

Espesor de tubería cédula 10.

$$\sigma_l = \frac{P_S * \phi_{int.}}{4 * e}$$

$$\sigma_l = \frac{6916.0809 * 314.66}{4 * 6.35}$$

$$\sigma_l = 85.6772 \text{ kPa}$$

85.6772 kPa (Esfuerzo longitudinal) < 485 MPa (Tracción de Soldadura)

e) Esfuerzo térmico en soldadura de tubería.

α : $15 * 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Coeficiente de dilatación térmica de Acero AISI 316.

E : 200 GPa

Módulo de elasticidad del Acero AISI 316.

T_1 : 28.5615 °C

Temperatura de aire ambiental.

T_2 : 128.1221 °C

Temperatura de aire precalentado.

$$\sigma_l = \alpha * \Delta T * E$$

$$\sigma_l = 15 * 10^{-6} * (128.1221 - 28.5615) * 200 * 10^9$$

$$\sigma_l = 318.5939 \text{ MPa}$$

318.5939 MPa (Esfuerzo térmico) < 485 MPa (Tracción de Soldadura)

Cantidad de soldadura para el recuperador de calor

a) Para medias lunas centrales. (4 piezas)

$A_A: 24.6231 \text{ mm}^2$	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$Lt_A: 1.3427 \text{ m}$	Longitud de arco de mamparas centrales.
$\rho_{sold}: 7850 \text{ kg/m}^3$	Densidad de soldadura.
$\eta_p: 65\%$	Rendimiento de proceso.
$\eta_f: 70\%$	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{A-sold} = \frac{1.3127 * \left(\frac{24.6231}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{A-sold} = 0.5704 \text{ kg}$$

$$m_{T/A-sold} = \mathbf{2.2816 \text{ kg (Electrodo "ER316L")}}$$

b) Para tubos con medias lunas centrales. (4 piezas)

$A_B: 24.6231 \text{ mm}^2$	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$N_{t/1}: 85$	Número de tubos soldados en media luna.
$\phi_{ext}: 42.2 \text{ mm}$	Diámetro exterior de tubos de gas residual.
$\rho_{sold}: 7850 \text{ kg/m}^3$	Densidad de soldadura.
$\eta_p: 65\%$	Rendimiento de proceso.
$\eta_f: 70\%$	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{B-sold} = \frac{(\pi * 42.2 * 85) * \left(\frac{24.6231}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{B-sold} = 4.7872 \text{ kg}$$

$$m_{T/B-sold} = \mathbf{19.1488 \text{ kg (Electrodo "ER316L")}}$$

c) Para contracción gradual en recuperador de calor. (2 piezas)

$A_A: 13.4943 \text{ mm}^2$	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$Lt_A: 1.9163 \text{ m}$	Longitud de arco de mamparas centrales.
$\rho_{sold}: 7850 \text{ kg/m}^3$	Densidad de soldadura.
$\eta_p: 65\%$	Rendimiento de proceso.
$\eta_f: 70\%$	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{C-sold} = \frac{1.9163 * \left(\frac{13.4943}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{C-sold} = 0.4461 \text{ kg}$$

$$m_{T/C-sold} = \mathbf{0.8922 \text{ kg (Electrodo "E708 - 1")}}$$

d) Para expansión gradual en recuperador de calor. (2 piezas)

$A_A: 13.4943 \text{ mm}^2$	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$Lt_A: 2.0734 \text{ m}$	Longitud de arco de mamparas centrales.
$\rho_{sold}: 7850 \text{ kg/m}^3$	Densidad de soldadura.
$\eta_p: 65\%$	Rendimiento de proceso.
$\eta_f: 70\%$	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{D-sold} = \frac{2.0734 * \left(\frac{13.4943}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{D-sold} = 0.4827 \text{ kg}$$

$$m_{T/D-sold} = \mathbf{0.9654 \text{ kg (Electrodo "E708 - 1")}}$$

e) Para mampara completa y tubos ¼". (2 Piezas)

A_B : 24.6231 mm ²	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$N_{t/1}$: 99	Número de tubos soldados en media luna.
$\phi_{ext.}$: 42.2 mm	Diámetro interior de la tubería de aire ingresante.
ρ_{sold} : 7850 kg/m ³	Densidad de soldadura.
η_p : 65%	Rendimiento de proceso.
η_f : 70%	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{E-sold} = \frac{(\pi * 42.2 * 99) * \left(\frac{24.6231}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{E-sold} = 5.576 \text{ kg}$$

$$m_{T/E-sold} = 11.152 \text{ kg (Electrodo "R316LT1 – 5")}$$

f) Mampara completa con coraza. (2 piezas)

A_A : 24.6231 mm ²	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
Lt_A : 2.0237 m	Circunferencia de mampara completa.
ρ_{sold} : 7850 kg/m ³	Densidad de soldadura.
η_p : 65%	Rendimiento de proceso.
η_f : 70%	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{F-sold} = \frac{2.0237 * \left(\frac{24.6231}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{F-sold} = 0.8597 \text{ kg}$$

$$m_{F/E-sold} = 1.7194 \text{ kg (Electrodo "E708 – 1")}$$

g) Para tubería de ingreso de aire ambiental a Precalentador. (1 pieza)

$A_B: 17.0045mm^2$	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$\phi_{ext.}: 323.8 mm$	Diámetro exterior de la tubería de aire ingresante.
$\rho_{sold}: 7850 kg/m^3$	Densidad de soldadura.
$\eta_p: 65\%$	Rendimiento de proceso.
$\eta_f: 70\%$	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{G-sold} = \frac{(\pi * 0.3238) * \left(\frac{17.0045}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{T/G-sold} = \mathbf{0.2984 kg (Electrodo E708 - 1)}$$

h) Para tubería de aire precalentado. (1 pieza)

$A_B: 17.0045mm^2$	Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.
$\phi_{ext.}: 355.6 mm$	Diámetro exterior de la tubería de aire ingresante.
$\rho_{sold}: 7850 kg/m^3$	Densidad de soldadura.
$\eta_p: 65\%$	Rendimiento de proceso.
$\eta_f: 70\%$	Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{H-sold} = \frac{(\pi * 0.3556) * \left(\frac{17.0045}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{T/H-sold} = \mathbf{0.3277 kg (Electrodo "E708 - 1")}$$

i) Para tubería aire precalentado con codos. (2 piezas, 4 lados)

$A_B: 17.0045 \text{ mm}^2$

Área de soldadura con refuerzo adicional en mamparas.

$\phi_{ext.}: 355.6 \text{ mm}$

Diámetro exterior de la tubería de aire ingresante.

$\rho_{sold}: 7850 \text{ kg/m}^3$

Densidad de soldadura.

$\eta_p: 65\%$

Rendimiento de proceso.

$\eta_f: 70\%$

Rendimiento de penetración de soldadura.

$$m_{sold} = \frac{Lt * A * \rho_{sold}}{\eta_p * \eta_f}$$

$$m_{I-sold} = \frac{(\pi * 0.3556) * \left(\frac{17.0045}{1000^2}\right) * 7850}{0.65 * 0.7}$$

$$m_{I-sold} = 0.3277 \text{ kg}$$

$$m_{I/H-sold} = 1.3108 \text{ kg (Electrodo "E708 - 1")}$$

3.7) Diseño de estructuras metálicas

Cálculo de peso del aire y peso total del Precalentador.

Para poder tener un cálculo preciso en la selección de viga de soporte en el Precalentador de aire se tiene que saber cuánto equivale el peso del aire en el volumen del Precalentador.

a) Cálculo de peso del aire.

$$D'_{ext/equi}: 0.05712 \text{ m}$$

Diámetro exterior equivalente.

$$L_{Precal.}: 2.32 \text{ m}$$

Longitud de Precalentador de Aire.

$$g: 9.81 \text{ m/s}^2$$

Gravedad.

$$\bar{\rho}_{aire/1,2}: 1.00397 \text{ kg/m}^3$$

Densidad promedio del aire.

$$P_{aire} = V_{aire} * \rho_{aire} * g$$

$$P_{aire} = \left(\frac{\pi * 0.05712^2}{4} * 2.32 \right) * 1.00397 * 9.81$$

$$P_{aire} = 0.0585 \text{ N}$$

b) Cálculo de peso total de Precalentador de aire.

$$P_{T-Prec} = \frac{\sum P}{1000}$$

$$P_{T-Prec} = \frac{(0.05853 + 193.0608 + 5395.5 + 8662.23 + 2854.2185 + 182.0732 + 286.1577)}{1000}$$

$$P_{T-Prec} = 17.5733 \text{ kN}$$

Selección de columna

Se seleccionará la columna ideal para poder soportar el Precalentador de aire en función del peso ya obtenido y el tipo sujeción que estará sometida, hay que dejar en claro que el Precalentador se soportará en 4 vigas, por lo cual su peso será distribuido en 4 puntos.

a) Superficie necesaria para soportar la carga.

$P_{col}: 4.3933 \text{ kN}$	Fuerza en cada columna.
$F.S.: 2$	Factor de seguridad de diseño.
$\sigma_{Admi.}: 840 \text{ dN/cm}^2$	Esfuerzo admisible del Acero ASTM A36.
$\gamma_{A36}: 77008.5 \text{ N/m}^3$	Gravedad específica del Acero ASTM A36.
$L_{col}: 5.9 \text{ m}$	Longitud de columna.

$$S_{nec/col} = \frac{P * F.S.}{\sigma_{Admi.} - \gamma * L}$$
$$S_{nec/col} = \frac{4.3944 * 2}{840 * 10^5 - 77008.5 * 5.9}$$

$$S_{nec/col} = 1.0519 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_{nec/col} = 105.1976 \text{ mm}^2$$

Si comparamos nuestro resultado con la Imagen 30, podemos elegir el calibre adecuado que soportará nuestra carga, entonces podemos afirmar que el perfil requerido para nuestro diseño es W4*13 lb/pie debido a que la superficie que tiene este perfil de 2470 mm² lo suficientemente para que soporte toda la carga por parte del Precalentador de aire.

b) Relación de esbeltez en columna.

σ_y : 250 MPa Límite mínimo a la fluencia.

E : 200 GPa Módulo de elasticidad del Acero ASTM A36

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 * 10^9}{250 * 10^6}}$$

$$C_c = 125.6637$$

c) Carga crítica que soportará la columna antes de fallar.

E : 200 GPa Módulo de elasticidad del Acero ASTM A36

A : $2476 * 10^{-6} m^2$ Superficie de Viga W4*13 (Ver Imagen 30).

K : 0.65 Columna empotrada en ambos extremos (Ver Imagen 31).

r_y : 25.5 mm Longitud mínima en eje Y-Y (Ver Imagen 30).

L_{col} : 5.9 m Longitud de columna.

$$P_r = \frac{\pi^2 * E * A}{\left[\frac{K * L}{r}\right]^2}$$

$$P_r = \frac{\pi^2 * 200 * 10^9 * 2476 * 10^{-6}}{\left[\frac{0.65 * 5.9}{25.5 * 10^{-3}}\right]^2}$$

$$P_r = 215.5641 \text{ kN}$$

Placa de acero en cimentación

a) Superficie necesaria de placa de anclaje.

$\sigma_{Y-Concr.}$: 4.83 MPa	Esfuerzo admisible del concreto f'c 2000 PSI.
P_{col} : 4.3933 kN	Fuerza en cada columna.
P_u : 19.3 kg/m	Masa unitaria del perfil W4*13.
L_{col} : 5.9 m	Longitud de columna.
g : 9.81 m/s ²	Gravedad.

$$S_{placa} = \frac{P_T}{\sigma_{Y-Concr.}}$$

$$S_{placa} = \frac{(17.5733 * 10^3 + (19.3 * 5.9 * 9.81))}{4.83 * 10^6}$$

$$S_{placa} = 1.1409 * 10^{-3} m^2$$

$$S_{placa} = 11.4089 cm^2$$

Si bien es cierto la superficie mínima de nuestra placa es de 11.4089 cm², y esto puede ser una palca cuadrada de dimensiones 3.3776 cm en cada lado, pero la viga W4*13 tiene en altura y ancho dimensiones de 103*106 cm, por lo cual sería mejor escoger una placa cuadrada que tenga dimensiones de 250 cm en cada lado

b) Presión en placa cuadrada.

P_{col} : 4.3933 kN	Fuerza en cada columna.
P_{acero} : 1.1171 kN	Peso del acero de la viga W4*13.
A_{placa} : 0.0625 m ²	Área de placa.

$$f_p = \frac{\sum P}{A}$$

$$f_p = \frac{4.3933 + 2.2282}{0.0625}$$

$$f_p = 105.944 kPa$$

c) Dimensiones “m” y “n” de placa.

N : 250 mm Lado de placa de acero.

h : 106 mm Altura de viga W4*13 (Ver Imagen 30).

$$m = \frac{N - 0.95 * h}{2}$$
$$m = \frac{250 - 0.95 * 106}{2}$$
$$m = 74.65 \text{ mm}$$

B : 250 mm Lado de placa de acero.

b : 103 mm Altura de viga W4*13 (Ver Imagen 30).

$$n = \frac{B - 0.8 * b}{2}$$
$$n = \frac{250 - 0.8 * 103}{2}$$
$$n = 83.8 \text{ mm}$$

d) Grosor de placa.

n : 83.8 mm Longitud equivalente de impacto en placa.

f_p : 105.944 kPa Presión en placa cuadrada.

σ_y : 250 MPa Límite mínimo a la fluencia del acero ASTM A36.

$$t_p = n * \sqrt{\frac{f_p}{0.25 * \sigma_y}}$$
$$t_p = 83.8 * \sqrt{\frac{105.944 * 10^3}{0.25 * 250 * 10^6}}$$
$$t_p = 3.45018 \text{ mm}$$

Según el cálculo efectuado la plancha necesita un espesor de 3.45018 mm, sin embargo nosotros escogeremos un placa de ¼” es decir 6.35mm con la finalidad de poder aprovechar la misma plancha de metal que se utilizará en las mamparas del Precalentador de aire.

Cimentación de columnas

La cimentación nos servirá para reforzar el terreno base dónde se instalará el sistema de precalentamiento de aire.

a) Cálculo para base de cimentación.

$\sigma_{a-Suelo}$: 4.83 MPa	Esfuerzo admisible del concreto f'c 2000 PSI.
P_{col} : 4.3933 kN	Fuerza en cada columna.
P_{acero} : 1.1171 kN	Peso del acero de la viga W4*13.
P_{placa} : 0.03056 kN	Peso de placa de Acero ASTM A36.
$\gamma_{terreno}$: $2.2 * 10^{-3} \text{ dN/cm}^3$	Gravedad específica del terreno.

$$b^2 = \frac{\sum P}{\sigma_{a-Suelo} - \gamma_{terreno} * e}$$
$$b^2 = \frac{439.33 + 111.71 + 3.056}{3.8 - 2.2 * 10^{-3} * b/2}$$

$$b * 2 = 12.0536 \text{ cm}$$

$$b = 6.0272 \text{ cm}$$

A pesar de las dimensiones encontradas será recomendable utilizar las medidas de 25cm por cada lado siendo cuadrado mientras que la profundidad será de 20cm.

Selección de pernos de anclaje

Estos pernos de anclaje serán de grado SAE 2 y sus datos podemos encontrarlos en la Tabla 36, y los datos del suelo de diseño lo encontramos en la Tabla 35, para este diseño es necesario también saber la carga que el viento ejerce sobre los pernos y para saber eso tenemos que consultar a las Tablas 37 y 38.

a) Carga de viento en estructura de soporte

$P_v: 0.75 \text{ kPa}$	Presión generada en la superficie de la estructura.
$P_m: 0.6$	Factor de multiplicación por geometría.
$\phi_{ext.}: 0.660 \text{ m}$	Diámetro exterior de coraza de Precalentador de aire.
$L_{precal.}: 2.32 \text{ m}$	Longitud de Precalentador de Aire.

$$F_V = P_v * P_m * \pi * \frac{\phi_{ext.}}{2} * L$$
$$F_V = 0.75 * 0.6 * \pi * \frac{0.660}{2} * 2.32$$
$$F_V = 1082.3415 \text{ N}$$

b) Cálculo de momento producido por el viento.

$F_V: 1082.3415 \text{ N}$	Fuerza del viento generada en la estructura.
$L_{col}: 5.9 \text{ m}$	Longitud de columna.

$$M_V = F_V * L$$
$$M_V = 1082.3415 * 5.9$$
$$M_V = 6385.8149 \text{ Nm}$$

c) Tensión en cada perno de la placa.

$M_V: 6385.8149 \text{ Nm}$	Momento generador por el viento en estructura.
$D_{E/Pl}: 0.20 \text{ m}$	Distancia entre ejes de pernos.
$N_p: 4 \text{ pernos}$	Número de pernos en la placa de cimentación.

$$T_V = \left(\frac{M}{d}\right) * \frac{1}{N_p}$$
$$T_V = \left(\frac{6385.8149}{0.2}\right) * \frac{1}{4}$$
$$T_V = 7982.2686 \text{ N}$$

d) Determinación del diámetro de perno.

T_V : 7982.2686 N Tensión del viento generada en cada perno de anclaje.

σ_Y : 413.6855 MPa Límite de fluencia del perno SAE Grado 2.

$$T_V = 0.9 * \sigma_Y * \left(\frac{\pi * D^2}{4} \right)$$

$$7982.2686 = 0.9 * (413.6855 * 10^6) * \left(\frac{\pi * D^2}{4} \right)$$

$$D = 5.2247 \text{ mm}$$

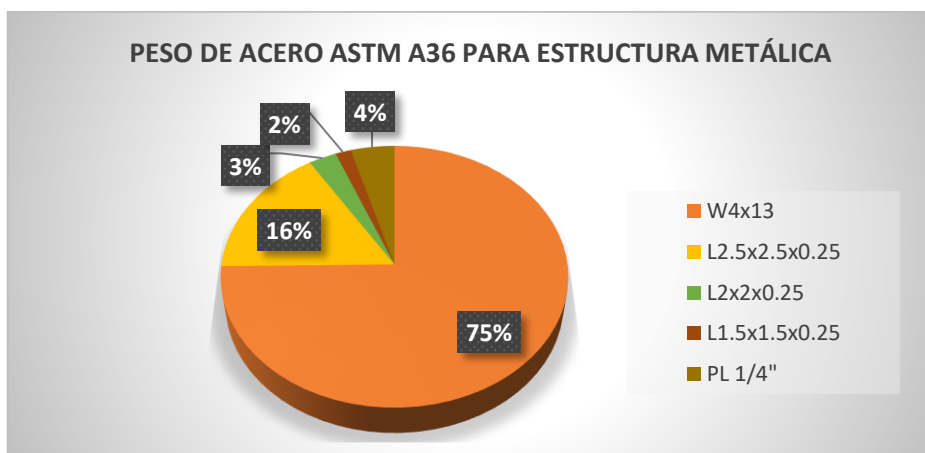
Por cuestiones de seguridad se escogerá un perno “Duble end Stud NF E25-135 – M8 x 100 .bm20”, de grado SAE 2, los detalles de cimentación y de los pernos se pueden encontrar en los planos elaborados (Imágenes 52 y 53)

3.8) Presupuesto de construcción del proyecto

En la zona de La Libertad existen variedades de empresas que se dedican al rubro metal mecánica, entre ellas las más conocidas en este ámbito son Steelworks y Miramar, comúnmente estas empresas realizan las cotizaciones de proyectos en acero con un precio unitario, es decir cobran por cada kilogramo de acero que se requerirá, este precio unitario contiene en sustancia a los perfiles a utilizar, planchas de acero y soldadura, dicho precio unitario está cotizado en 2.5 \$/kg-acero.

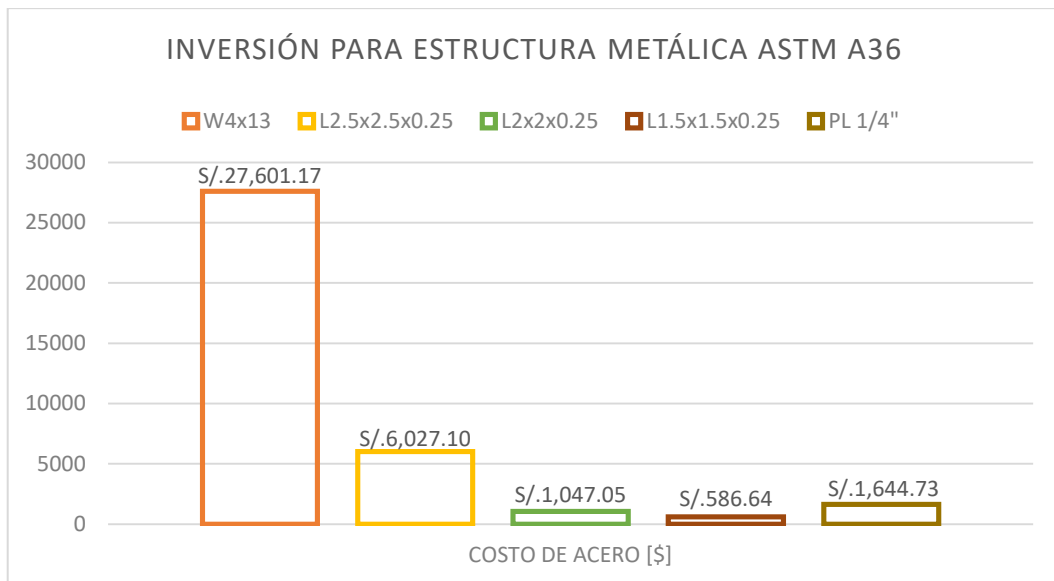
Presupuesto de estructuras metálicas

Las estructuras de soporte para todo el sistema constará de columnas tipo W4x13 lb/pie, las cuales fueron calculadas previamente, por otro lado con la intención de reforzar la estabilidad de la estructura se ensamblarán arriostres con perfiles angulares tipo L2.5x2.5x0.25, L2x2x0.25 y L1.5x1.5x0.25, y para las planchas de metal en la zapatas se usarán planchas navales de 1/4" de espesor que también se obtuvo de cálculo, en la imagen 30 podemos darnos cuenta de cuál es la participación de cada elemento estructural previamente definido, el perfil W4x13 tiene mayor relevancia debido a que son las columnas y vigas tensoras de las estructuras mientras que los perfiles L1.5x1.5x0.25 tienen poca presencia ya que sólo se utiliza en la parte superior de la estructura para provocar una colisión con el cuerpo del recuperador de calor.



Fuente: Elaboración propia.

Imagen 16. Grafico comparativo de pesos del Acero ASTM A36

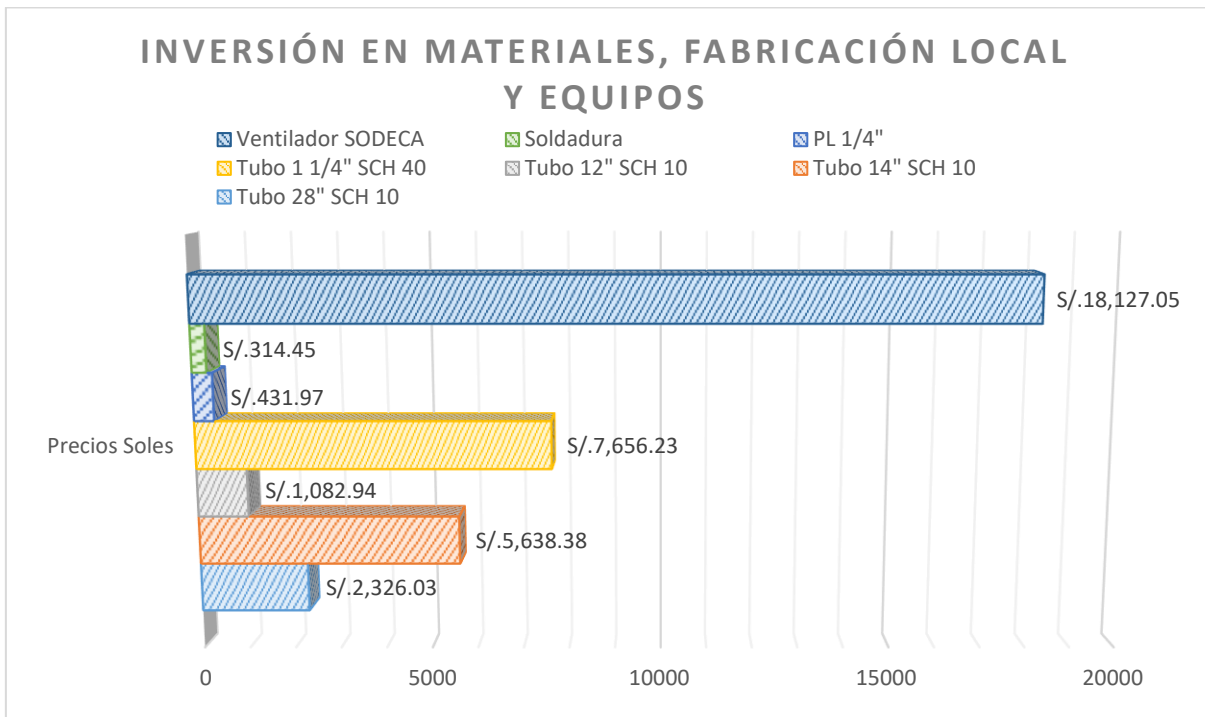


Fuente: Elaboración propia.

Imagen 17. Análisis de costos del Acero ASTM A36

De la imagen 17, podemos entender mejor en qué materiales se estará realizando la inversión de la construcción de estructuras metálicas de soporte, cabe resaltar que estos precios están en función del peso del material, en este caso será del Acero ASTM A36 que se necesitará para poder construir la estructura metálica de soporte, dichos pesos están descritos a partir de la Tabla 39 hasta la Tabla 41, que fueron a su vez calculados con el programa de diseño mecánico Solidworks Premiun 2016, podemos ver en la imagen 17 que el mayor precio que se tiene es en los perfiles W14x13, siguiéndoles los perfiles L2.5x2.5x0.25 como tercer lugar está plancha de 1/4" de espesor, y el cuarto puesto está el perfil L2x2x0.25 y en último lugar están los perfiles L1.5x1.5x0.25, de los perfiles angulares tipo L se puede saber sus dimensiones si consultamos a la imagen 26.

Presupuesto de Precalentador, conexiones y equipos



Fuente: Elaboración propia.

Imagen 18. Descripción de inversión por ítem en materiales, fabricación y equipos

En la imagen 18 que precede a este texto, podemos entender que el ventilador SODECA es el ítem más caro que hay en la cotización con un valor de S/. 18,127.05, sin embargo este ítem es uno de los fundamentales, ya que sin la presión que genera este en el aire no se podría vencer a la caída de presión generada por el Precalentador de aire, el segundo ítem más costoso son los tubos de 1 ¼" cédula 40 que tienen como variante al Acero AISI 316L especial para intercambiadores de calor que trabajan con gases residuales, el tercer ítem son los tubos de 14" cédula 10 estos tubos conduce al aire precalentado al hogar térmico, el tubo de 26" cédula 10 preside el cuarto lugar, este es la coraza del Precalentador de aire, el tubo de 12" cédula 10 ocupa el quinto lugar, estos conformar la conexión del aire ingresante al Precalentador de aire, y también se tienen un área reducida de planchas de 1/4" de espesor para poder formar una plataforma, y como menor precio tenemos las uniones permanentes que son las soldaduras.

Presupuesto de aislamiento térmico en sistema

- a) Cálculo de cantidad de colchonetas de aislamiento térmico para el cuerpo del Precalentador.

$V_{aisl/50}$: $0.72 \text{ m}^3/\text{Unidad}$

Volumen de colchoneta de aislamiento térmico.

$\phi_{ext.}$: 711 mm

Diámetro exterior de Precalentador de aire.

L_{PREC} : 2.32 m

Longitud de Precalentador de aire.

$$U_{aisl/50} = \left(\frac{V_{PREC}}{V_{aisl/50}} \right)$$
$$U_{aisl/50} = \left(\frac{\frac{\pi * 0.711^2}{4} * 2.32}{0.72} \right)$$

$$U_{aisl/50} = 1.2653 \approx 2 \text{ Colchonetas}$$

- b) Cálculo de cantidad de colchonetas de aislamiento térmico para tubería de aire precalentado.

$V_{aisl/80}$: $0.9216 \text{ m}^3/\text{Unidad}$

Volumen de colchoneta de aislamiento térmico.

$\phi_{ext.}$: 533.4 mm

Diámetro exterior de Precalentador de aire.

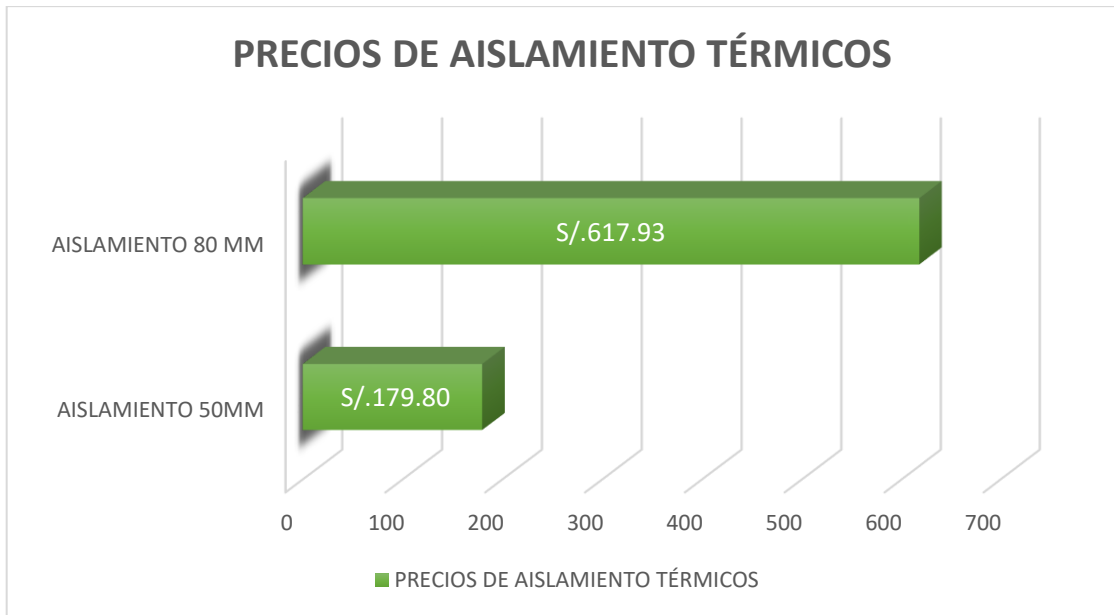
L_{TUB} : 11.6328 m

Longitud de Precalentador de aire.

$$U_{aisl/80} = \left(\frac{V_{PREC}}{V_{aisl/50}} \right)$$
$$U_{aisl/80} = \left(\frac{\frac{\pi * 0.5334^2}{4} * 11.6328}{0.9216} \right)$$

$$U_{aisl/80} = 2.8205 \approx 3 \text{ Colchonetas}$$

Los datos técnicos y económicos de los aislamientos lo podemos encontrar en las imágenes 27 y 28, y los costos para la implementación en el sistema lo podemos encontrar en la Tabla 41.



Fuente: Elaboración propia.

Imagen 19. Descripción de inversión por aislamiento térmico

La imagen 19 describe básicamente la repartición de inversión en cada tipo de aislamiento térmico, preside en la gráfica el aislamiento de 80mm de espesor debido a se utiliza en toda la tubería de aire Precalentador, ambos aislamientos térmicos son en esencia fibra de vidrio o lana de fibra de vidrio.

Presupuesto de instalaciones eléctricas



Fuente: Elaboración propia.

Imagen 20. Descripción de inversión por aislamiento térmico

En la imagen 20 podemos ver en qué se piensa invertir en el sistema eléctrico del proyecto, principalmente están los contactores con un monto elevado de S/. 1,929.00 mientras que los conductores eléctricos THW 90 – AWG 6 costarían un total de S/. 900.00 y el relé bimetálico estaría costando S/. 550.00 y finalizando los pulsadores para accionar y para al motor eléctrico estaría costando un total de S/. 268.00.

3.9) Costo de operación del Precalentador de aire

Es necesario calcular el costo de operación debido a que habrá un consumo continuo del motor eléctrico que accionará al ventilador ya que sin este el Precalentador de aire no funcionaría adecuadamente y el beneficio no se vería reflejado en el proyecto, los datos de cálculo es básicamente saber el tiempo de operación de la caldera y la potencia nominal del motor eléctrico.

$tpo_{día}$: 23 h/día	Tiempo de operación de caldera durante un día.
tpo_{mes} : 28 días/mes	Días de operación de la caldera durante un mes.
C_{kW-h} : 0.18 S/kW – h	Costo del kilowatt hora en la fábrica.
P : 22 kW	Potencia requerida del motor para accionar el ventilador.

$$C_{OP} = P * tpo_{día} * tpo_{mes} * C_{kW-h}$$

$$C_{OP} = 22 * 23 * 28 * 0.18$$

$$C_{OP} = 2,550.24 S/mes$$

$$C_{OP} = 30,602.88 S/año$$

3.10) Análisis económico financiero de Precalentador de aire

a) Inversión total que implica el Precalentador de Aire

Después de haber hecho los cálculos analíticos y la selección de los materiales convenientes para el proyecto se le presentará una tabla resumen de todos los ítems que se compararán para poder realizar el proyecto

Descripción	Cantidad [kg]	Unidades [Unid.]	Precio [\$/./kg]	Precio [\$/./unid.]	Costo [\$/.]
Perfil W4x13	3376.29	29	2.5	-	\$8,440.725
Perfil L1.5x1.5x0.25	71.76	4	2.5	-	\$179.400
Perfil L2x2x0.25	128.08	9	2.5	-	\$320.200
Perfil L2.5x2.5x0.25	737.26	21	2.5	-	\$1,843.150
Plancha 1/4" ASTM A36	201.19	5	2.5	-	\$502.975
Plancha 1/4" AISI 316L	48.92	2	2.65	-	\$129.638
Tubo 1 1/4" Cédula 40	883.53	44	2.65	-	\$2,341.355
Tubo 12" Cédula 10	131.34	1	2.65	-	\$348.051
Tubo 14" Cédula 10	689.71	3	2.5	-	\$1,724.275
Tubo 26" Cédula 10	284.53	1	2.5	-	\$711.325
ELECTRODO "ER316L"	21.4304	-	2.5	-	\$53.576
ELECTRODO "R316LT1-5"	11.52	-	2.5	-	\$28.800
ELECTRODO "E708-1"	5.5139	-	2.5	-	\$13.785
Fibra de vidrio Aislanglass [1.2x12x50]	-	2	-	27.5	\$55.000
Fibra de vidrio Aislanglass [1.2x9.6x80]	-	3	-	62.98	\$188.940
Conductor THW – 90, AWG 6 / 100m	-	2	-	137.61	\$275.220
Contactores 3RT1044-TAN20	-	3	-	196.6	\$589.800
Relé Bimetálico 3RU1146-4MB0	-	1	-	169.7	\$169.700
Pulsadores 3SB3653-0AA41/3SB3654-0AA21	-	2	-	49.63	\$99.260
Ventilador SODECA CAS-971-2T-30	-	1	-	5544	\$5,543.889
					\$23,559.063
					\$/.77,038.135

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6. Resumen ítems y precios del proyecto

b) Simulación de financiamiento del sistema de Precalentado de Aire

Ya especificada la inversión total se hará la simulación de financiamiento para el proyecto el cual se hará con el banco Scotiabank con una tasa efectiva anual de 7.64%, así fue declarado por la Súper intendencia de banca y seguros en el día 10/07/17, así mismo vamos asumir que Vitapro S.A. dará como aporte propio el 15% del proyecto.

FINANCIAMIENTO		
Descripción		Monto (S/.)
Aporte propio, % Inversión total	15%	S/. 11,555.72
Financiamiento		S/. 65,482.42
Total inversión		S/. 77,038.14

Condiciones del Financiamiento

Descripción		Monto (S/.)
Préstamo		S/. 65,482.42
Tasa efectiva anual		7.64%
Tasa efectiva mensual		0.62%
Plazo, meses		12
cuota mensual, Soles/mes		S/. 5,677.60

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 7. Simulación de financiamiento

c) Programación de pagos mensuales del proyecto financiado

Debido a que ya se fijó la tasa efectiva anual del interés se puede determinar la programación de pagos, y su resumen es la siguiente tabla:

Plan de Pagos mensuales					
Mes	Préstamo	Interés	Amortización	Cuota	Saldo
1	S/.65,482.42	S/.402.98	S/.5,274.62	S/.5,677.60	S/.60,207.79
2	S/.60,207.79	S/.370.52	S/.5,307.08	S/.5,677.60	S/.54,900.71
3	S/.54,900.71	S/.337.86	S/.5,339.74	S/.5,677.60	S/.49,560.97
4	S/.49,560.97	S/.305.00	S/.5,372.60	S/.5,677.60	S/.44,188.36
5	S/.44,188.36	S/.271.94	S/.5,405.67	S/.5,677.60	S/.38,782.69
6	S/.38,782.69	S/.238.67	S/.5,438.93	S/.5,677.60	S/.33,343.76
7	S/.33,343.76	S/.205.20	S/.5,472.41	S/.5,677.60	S/.27,871.35
8	S/.27,871.35	S/.171.52	S/.5,506.08	S/.5,677.60	S/.22,365.27
9	S/.22,365.27	S/.137.64	S/.5,539.97	S/.5,677.60	S/.16,825.30
10	S/.16,825.30	S/.103.54	S/.5,574.06	S/.5,677.60	S/.11,251.24
11	S/.11,251.24	S/.69.24	S/.5,608.36	S/.5,677.60	S/.5,642.88
12	S/.5,642.88	S/.34.73	S/.5,642.88	S/.5,677.60	S/.0.00

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 8. Programación de pagos

d) Flujo de caja financiero del proyecto

El flujo de caja financiero del proyecto se está estimando en 10 años por lo cual nuestro flujo será el siguiente:

Flujo de Caja Financiero											
	Año										
Pago Servicio de deuda	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Préstamo	-S/.65,482										
ínteres		S/.2,648.84									
Amortización, S./año		S/.65,482.42									
Costo Operación, S./año		S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88
Total egresos, S./año		S/.98,734.13	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88	S/.30,602.88
Beneficio anual		S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30	S/.116,903.30
	FLUJO DE CAJA FINANCIERO										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	-S/.65,482	S/.18,169.16	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42	S/.86,300.42

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 9. Flujo de caja Financiero del proyecto

e) Cálculo de VAN, TIR y PRI del proyecto

Como paso final debemos de determinar el VAN, TIR y PRI del proyecto y el resumen es el siguiente:

COK	7.64%	
VAN	S/.459,827	
TIR	84%	
Número de años	10	Años
PRI (Años)	1.68	Años
PRI: Periodo de Retorno de la Inversión		
$PRI (Años) = (VA(I_0) / (VA(B_n) / N))$		

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 10. VAN, TIR y PRI

Si consultamos a las imágenes 11 y 12 podemos recomendar al proyecto como viable tanto técnica, económica y financieramente a una tasa de 7.64% otorgada por el banco Scotiabank.

3.11) Cálculos ambientales

Como aporte a la gestión ambiental de Vitapro S.A., este proyecto tiene también como finalidad disminuir la cantidad de dióxido de carbono al ambiente y mejorar la calidad del ambiente de trabajo y también a los residentes cercanos a la fábrica, en esta parte citaremos algunos cálculos previamente realizados como son la relación aire combustible, el flujo del combustible, el ahorro de combustible y la ecuación de balance estequiométrico.

Cálculo de emisión de CO₂ sin Precalentador de aire

a) Masa de dióxido de carbono en el gas residual.

M_{CO_2} : 44 kg/mol

Masa molar del dióxido de carbono.

N_{CO_2} : 9.166 mol
mezcla.

Número de moles de dióxido de carbono en la

$$m_{CO_2} = N_{CO_2} * M_{CO_2} \quad \text{Ecuación 1.73}$$

$$m_{CO_2} = 9.166 * 44$$

$$m_{CO_2} = 403.304 \text{ kg} - CO_2$$

b) Relación de dióxido de carbono – combustible.

Para poder encontrar esta relación nosotros tomaremos como muestra 100 kg de combustible.

R_{a-cble} : 23.2561 [kg – aire/kg – cble]

Relación aire combustible de la mezcla.

m_{CO_2} : 403.304 kg – CO₂

Masa de dióxido de carbono en gas residual.

m_{cble} : 100 kg

Masa de combustible para el análisis analítico.

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} \quad \text{Ecuación 1.74}$$

$$R_{CO_2-cble} = \frac{403.304}{100}$$

$$R_{CO_2-cble} = 4.03304 \text{ kg} - CO_2/kg - cble$$

c) Flujo másico de CO₂ en el gas residual.

$R_{CO_2-cble}: 4.03304 \text{ kg} - CO_2/kg - cble$ Relación dióxido de carbono - combustible

$\dot{m}_{cble}: 0.07272 \text{ kg/s}$ Flujo másico de combustible.

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} \quad \text{Ecuación 1.74}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 0.07272 * 4.03304$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 0.29328 \text{ kg} - CO_2/s$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 1055.8176 \text{ kg} - CO_2/h$$

Cálculo de emisión de CO₂ con Precalentador de aire

a) Flujo másico de CO₂ en el gas residual con Precalentador de aire.

$R_{CO_2-cble}: 4.03304 \text{ kg} - CO_2/kg - cble$ Relación dióxido de carbono - combustible

$\dot{m}'_{cble}: 0.06902$ Flujo másico de dióxido de carbono con Precalentador de aire.

$$R_{CO_2-cble} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cble}} \quad \text{Ecuación 1.74}$$

$$\dot{m}'_{CO_2} = 0.06902 * 4.03304$$

$$\dot{m}'_{CO_2} = 0.27836 \text{ kg} - CO_2/s$$

$$\dot{m}'_{CO_2} = 1002.0975 \text{ kg} - CO_2/h$$

b) Reducción porcentual de dióxido de carbono.

$\dot{m}_{CO_2}: 1055.8176 \text{ kg} - CO_2/h$ Flujo másico de CO₂ en el gas residual.

$\dot{m}'_{CO_2}: 1002.0975 \text{ kg} - CO_2/h$ Flujo másico de CO₂ en el gas residual con Precalentador de aire.

$$\%Reducción = \left(\frac{\dot{m}_{CO_2} - \dot{m}'_{CO_2}}{\dot{m}_{CO_2}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 1.72}$$

$$\%Reducción = \left(\frac{1055.8176 - 1002.0975}{1055.8176} \right) * 100$$

$$\%Reducción = 5.088 \%$$

c) Proyección de reducción de emisión de CO2 en un año.

$tpo_{día}$: 23 h/día

Tiempo de operación de caldera durante un día.

tpo_{mes} : 28 días/mes

Días de operación de la caldera durante un mes.

$$Reducción_{Anu.} = \Delta \dot{m}_{CO_2} * tpo_{día} * tpo_{mes}$$

$$Reducción_{Anu.} = (1055.8176 - 1002.0975) * 23 * 28$$

$$Reducción_{Anu.} = 34,595.7444 \text{ kg} - CO_2/mes$$

$$Reducción_{Anu.} = 415,148.9328 \text{ kg} - CO_2/año$$

4) Discusiones

- Bringas Quesquen (2013), en su tesis titulada “Factibilidad técnico económica de la instalación de una pre calentador de aire por gases residuales para aumentar el rendimiento de la caldera piro tubular de 400 BHP en la empresa Danper S.A.C.”, obtuvo 87% de eficiencia de la ficha técnica de la caldera más no de un cálculo real.
- Paredes Mercado Traian (Autor), basado en la Norma técnica peruana 350.300:2001, después de haber obtenido nuestros resultados, tenemos que el rendimiento es de 81.2993% y el calor útil de la caldera es de 3190.1845 kW y las pérdidas clasificadas según esta norma son: 13.35% por “Pérdidas por entalpía de los gases residuales”, 0.9152% por “Pérdidas por inquemados gaseosos”, 1.57% debido a la “Pérdida por inquemados sólidos”, 1.7629% se debe a “Pérdidas por convección” y 1.0825% debido a “Pérdida por radiación”, nuestra fundamentación teórica avala nuestros cálculos (Páginas 31 - 34) ajustadas a la NTP 350.301:2001, estando estos resultados dentro del rango B según la norma NTP 350.301:2009, existiendo siempre el compromiso de mejorar teniendo como meta mantenerse en el rango A, por lo tanto nuestros resultados están enmarcados dentro de los rangos recomendados por nuestra fundamentación teórica adecuados a la NTP 350.300:2001.
- Bringas Quesquen (2013), en su tesis titulada “Factibilidad técnico económica de la instalación de una pre calentador de aire por gases residuales para aumentar el rendimiento de la caldera piro tubular de 400 BHP en la empresa Danper S.A.C.”, propuso un recuperador de calor con las siguientes características: Potencia térmica de 107.317 kW, la altura neta de 1.42m, diámetro de coraza de 935mm y 145 tubos de 1”, con estos parámetros del recuperador de calor se obtuvo un aumento de rendimiento igual a 2.2202%.
- Paredes Mercado Traian (Autor), Después de haber hecho nuestro diagnóstico, haberlas ajustado a los requerimientos de la NTP 350.301:2001 determinamos que el rendimiento de la caldera estaría enmarcado en el rango B siendo necesario pasar al rango A para poder pasar satisfactoriamente las auditorías tanto internas como externas así cómo nuestra responsabilidad con el ambiente tomando la decisión de

adicionar un Precalentador de Aire con las siguientes especificaciones técnicas: Potencia térmica de 169.5555 kW, Altura de 2.32m, un diámetro de coraza de 660 mm y 99 tubos de 1 ¼” cédula 40 para transferir el calor al aire y así calentarlo, logrando aumentar el rendimiento en 4.2049% es decir de 81.2993% a 85.5042% y consecuentemente las mejoras económicas que repercuten a la empresa.

- Bringas Quesquen (2013), en su tesis titulada “Factibilidad técnico económica de la instalación de una pre calentador de aire por gases residuales para aumentar el rendimiento de la caldera piro tubular de 400 BHP en la empresa Danper S.A.C.”, obtiene en su proyecto una inversión total de \$ 10,518.28 y da un próximo de 20 años los beneficios netos obteniendo un TIR de 385% y un VAN de \$ 257,760 un PRI equivalente a 0.78 años y todo esto a una tasa de interés anual de 14%.
- Paredes Mercado Traian (Autor), La factibilidad económico financiera de nuestro proyecto está dada por un monto de inversión global de S/. 77,038.14, el flujo de caja es evaluado en 10 años generado un TIR de 84%, VAN de S/. 459.827 y un PRI igual a 1.68 años y todos los cálculos fueron sometidos a una tasa de interés anual real de 7.64% del banco Scotiabank, que fue obtenido en la web de la Súper intendencia de banca y seguros (SBS).
- Farje Epiquién (2013), en su tesis “Diseño de un condensador parcial a mezcla de gases residuales por agua fría para la caldera acuotubular N°5 de 20 TM/H en la empresa agroindustrial Casa Grande Para Reducir el impacto medio ambiental”, obtuvo como disminución de emisión de CO₂ una cantidad de 4.0696 ton/h-CO₂.
- Paredes Mercado Traian (Autor), La elaboración del estudio del impacto ambiental para la propuesta está centrada en la disminución de la huella de carbono pasando de 1055.8176 kg-CO₂/h a 1002.0975 kg-CO₂/h haciendo una disminución de 53.7201 kg-CO₂/h.

5) Conclusiones

- De los cálculos realizados para la obtención del rendimiento total actual de la caldera es de 81.2993% y las pérdidas que la componen son, 13.35% por “Pérdidas por entalpía de los gases residuales”, 0.9152% por “Pérdidas por inquemados gaseosos”, 1.57% debido a la “Pérdida por inquemados sólidos”, 1.7629% se debe a “Pérdidas por convección” y 1.0825% debido a “Pérdida por radiación”, cuyas ecuaciones están avaladas por la NTP 350.300:2001., con este rendimiento la caldera APIN Pirotubular de 400 BHP tiene un calor útil de 3190.1845 kW.
- Como se expuso anteriormente la idea principal es aumentar el rendimiento de la caldera y la propuesta más concreta para Vitapro S.A. es la adición de un Precalentador de Aire y al mismo tiempo esto conllevará aumentar el rango de eficiencia en la caldera.
- Para aumentar el rendimiento de la caldera APIN Pirotubular 400 BHP se está planteando la instalación de un Precalentador de Aire, el cual conlleva una inversión inicial de S/. 84,291.9394 que contiene, la fabricación del Precalentador de aire, tuberías de ingreso y salida de aire, soportería del Precalentador y sistema de tubería, ventilador inyector, aislamiento térmico e instalaciones eléctricas, mientras que el beneficio económico de la instalación será de S/.9,741.9413 mensuales, sin embargo el PRI (Periodo de retorno de inversión) es equivalente a 8.6525 Meses (9 meses) y el costo de operación del Precalentador de aire que básicamente se trata del Ventilador Inyector es igual a 2550.24 S./mes.
- El impacto ambiental que tendrá la instalación de este proyecto al ambiente es reflejado en una reducción de emisión de CO₂ equivalentemente a 415,148.9328 kg-CO₂/año, con esto podemos decir que este proyecto ayudará a disminuir y reducir la expansión del huella de carbono.

6) Recomendaciones

- Con la intención de tener resultados más precisos se le recomienda a la empresa conocer en mayor detalle los datos del combustible, como la fórmula química y las participaciones específicas de los elementos del combustible antes y después de la combustión, como por ejemplo la cantidad de cenizas y azufre así como su oxidación después de la combustión, dichos datos pueden ser obtenidos de un análisis en el interior de la fábrica o consultado al proveedor.
- Debido a este proyecto se reducirá la emisión de CO₂ y por lo tanto podría ser evaluada por una empresa externa con la intención de obtener un certificado avalando que sí disminuye en cierta cantidad la emisión de CO₂ al ambiente, y con este certificado también se podría participar por bonos de carbonos establecidos por el “Protocolo de Kyoto”.
- Se recomienda a la empresa elaborar un plan de mantenimiento preventivo al Precalentador de Aire para poder así mantener su potencia útil durante un mayor tiempo.
- Se recomienda también la preferencia de una instalación de un variador de frecuencia para el ventilador ante un reductor de velocidad mecánico, esto con la intención de disminuir la potencia utilizada del motor eléctrico de forma directa y por ende también disminuiría el consumo eléctrico por parte del ventilador y también ayudaría indirectamente a emitir cierta cantidad de CO₂ al no demandar el consumo de combustible para accionar el ventilador.

Bibliografía

1. **Lanas, Asociación de Fabricantes Españoles de.** Faro de Vigo. *Grupo Editorial Prensa Ibérica*. [En línea] 21 de Noviembre de 2015. <http://www.farodevigo.es/cartas/2015/11/21/fibra-vidrio-cancerigena/1354803.html>.
2. **ENAP.** Energía que mueve a Chile. *Empresa Nacional del Petróleo*. [En línea] 1 de Mayo de 2017. https://www.enap.cl/pag/120/1005/petroleo_combustible_n6.
3. **Carabogdan.** *Manualul Ingierului Termotehnica*. 1ra. Bucharest : Editura Tehnică, 1986. pág. 943.
4. **Cengel, Yunus.** *Termodinámica*. 7ma. Madrid : McGraw-Hill Interamericana de España, 2012. pág. 1040.
5. **Lynn, Russell.** *Termodinámica clásica*. 1ra. Orlando : Addison Wesley Iboamericana S.A, 1993. pág. 799.
6. **Mott, Robert.** *Diseño de elementos de máquinas*. 4ta. México DF : Prentice Hall México, 2009. pág. 944.
7. **Rosario, Raúl Paredes.** *Termodinámica para ingeniería industrial teoría y problemas*. 1ra. Trujillo : Universidad Privada del Norte S.A.C., 2014. pág. 302.
8. **Shigley, Joseph Edward.** *Diseño en ingeniería mecánica*. 5ta. México DF : McGraw Hill, 1998. pág. 883.
9. **Cengel, Yunus.** *Transferencia de calor*. 7ma. Madrid : McGraw-Hill Interamericana de España, 2012. pág. 1040.
10. **Rosario, Raúl Paredes.** *Centrales de producción de energía*. Trujillo : Universidad César Vallejo, 2015.
11. **INDECOPI.** *NTP 350.301:2009 - Niveles mínimos de eficiencia térmica*. Lima : INDECOPI, 2009. Norma Técnica Peruana.
12. —. *NTP 350.300:2001 - Procedimiento de determinación de eficiencia*. Lima : INDECOPI, 2001. Norma Técnica Peruana.
13. **Araya, Carlos y Riquelme, Nicolas.** Prezi . *Prezi Inc*. [En línea] 8 de Mayo de 2014. <https://prezi.com/olz1xk4tlvps/contraccion-subita-y-gradual/>.
14. **Cao, Eduardo.** *Intercambiadores de calor*. 1ra. Buenos Aires : Edigem, 1983. pág. 172.
15. **Olave, Antonio.** *Manual práctico de desarrollos de caldera*. 2da. Barcelona : CEAC, 2007. pág. 168.
16. **Popa, Bazil y Vintilă, Constantnta.** *Termothnica Si Masini Termice*. 1ra. Bucharest : Didactică Si Pedagogică Bucuresti, 1987. pág. 586.
17. **Iamandi, Constantin.** *Mecanica Fluidelor*. 1ra. Bucharest : Didactică Si Pedagogică Bucuresti, 1982. pág. 387.
18. **CRANE CO.** *Flow of fluids*. 4ta. New York : s.n., 1985. pág. 65.

19. **RPP.** RPP Noticias. *Grupo RPP*. [En línea] 22 de Agosto de 2012. <http://rpp.pe/tecnologia/mas-tecnologia/conozca-los-bonos-de-carbono-y-que-hace-peru-al-respecto-noticia-514590>.
20. **ABB.** ABB Industries. *ABB Asea Brown Boveri Ltd*. [En línea] 15 de 5 de 2017. <http://new.abb.com/drives/es>.
21. **TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION.** *Standars of the Tubular Eexchanger Manufacturrers Association*. 9na. New York : TEMA, 2007. pág. 298.

Hoja de tablas

Tabla 11: Análisis de registro de emisiones de gases residuales

Análisis de registro de emisiones de Gases Residuales (Datos Recibidos de Vitapro S.A.)					
Concentración de CO2	Unidades	Concentración de O2	Unidades	Concentración de CO	Unidades
7.21	%	11.9	%	22	%
9.12	%	8.2	%	43	%
7.62	%	7.3	%	39	%
9.84	%	8.6	%	38	%
9.76	%	8.2	%	36	%
8.74	%	5.3	%	47	%
9.7	%	3.9	%	17	%
9.35	%	10.3	%	42	%
8.77	%	9.9	%	49	%
7.21	%	11.9	%	9	%
9.76	%	8.2	%	38	%
7.62	%	7.3	%	-	
13.27	%	4.3	%	-	
9.84	%	8.6	%	-	
9.68	%	3.6	%	-	
Promedio	9.1660	7.8333	7.8333	0.003455	%

Fuente: Elaboración propia

Tabla 12: Ficha de observación – “Zona de calderas”

Ficha de observación - "Zona de Calderas"									
Velocidad del viento			Temperatura ambiental			Temperatura superficial			
Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	
11/05/17 - 9:30 am	0.504	m/s	11/05/17 - 9:30 am	28.8	°C	11/05/17 - 9:30 am	38.47	°C	
11/05/17 - 10:30 am	0.299	m/s	11/05/17 - 10:30 am	28.8	°C	11/05/17 - 10:30 am	40.05	°C	
11/05/17 - 11:30 am	0.322	m/s	11/05/17 - 11:30 am	28.8	°C	11/05/17 - 11:30 am	39.8	°C	
11/05/17 - 12:30 am	0.385	m/s	11/05/17 - 12:30 am	28.7	°C	11/05/17 - 12:30 am	38.5	°C	
11/05/17 - 1:30 pm	0.481	m/s	11/05/17 - 1:30 pm	28.7	°C	11/05/17 - 1:30 pm	40	°C	
11/05/17 - 2:30 pm	0.585	m/s	11/05/17 - 2:30 pm	28.7	°C	11/05/17 - 2:30 pm	42	°C	
11/05/17 - 3:30 pm	0.504	m/s	11/05/17 - 3:30 pm	28.8	°C	11/05/17 - 3:30 pm	94.12	°C	
12/05/17 - 9:30 am	0.513	m/s	12/05/17 - 9:30 am	28.8	°C	12/05/17 - 9:30 am	59.6	°C	
12/05/17 - 10:30 am	0.582	m/s	12/05/17 - 10:30 am	29	°C	12/05/17 - 10:30 am	43	°C	
12/05/17 - 11:30 am	0.485	m/s	12/05/17 - 11:30 am	29.1	°C	12/05/17 - 11:30 am	59.1	°C	
12/05/17 - 12:30 am	0.406	m/s	12/05/17 - 12:30 am	28	°C	12/05/17 - 12:30 am	51.8	°C	
12/05/17 - 1:30 pm	0.296	m/s	12/05/17 - 1:30 pm	27.6	°C	12/05/17 - 1:30 pm	45.71	°C	
12/05/17 - 2:30 pm	0.519	m/s	12/05/17 - 2:30 pm	27.5	°C	12/05/17 - 2:30 pm	39.298	°C	
Promedio	-	0.4524	m/s	-	28.5615	°C	-	48.5729	°C

Fuente: Elaboración propia

Tabla 13: Ficha de observación – “Zona de chimenea”

Ficha de observación - "Zona de Chimenea"									
Velocidad del viento			Temperatura ambiental			Temperatura superficial			
Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	
11/05/17 - 9:45 am	3.123	m/s	11/05/17 - 9:45 am	29.1	°C	11/05/17 - 9:45 am	256	°C	
11/05/17 - 10:45 am	1.256	m/s	11/05/17 - 10:45 am	29.4	°C	11/05/17 - 10:45 am	250	°C	
11/05/17 - 11:45 am	2.412	m/s	11/05/17 - 11:45 am	29.1	°C	11/05/17 - 11:45 am	234	°C	
11/05/17 - 12:45 am	2.151	m/s	11/05/17 - 12:45 am	22.11	°C	11/05/17 - 12:45 am	248.1	°C	
11/05/17 - 1:45 pm	2.134	m/s	11/05/17 - 1:45 pm	29.1	°C	11/05/17 - 1:45 pm	251.2	°C	
11/05/17 - 2:45 pm	1.291	m/s	11/05/17 - 2:45 pm	29.2	°C	11/05/17 - 2:45 pm	298.1	°C	
11/05/17 - 3:45 pm	2.114	m/s	11/05/17 - 3:45 pm	25.3	°C	11/05/17 - 3:45 pm	271.2	°C	
12/05/17 - 9:45 am	1.553	m/s	12/05/17 - 9:45 am	22.3	°C	12/05/17 - 9:45 am	271.2	°C	
12/05/17 - 10:45 am	2.255	m/s	12/05/17 - 10:45 am	29.2	°C	12/05/17 - 10:45 am	275.5	°C	
12/05/17 - 11:45 am	2.345	m/s	12/05/17 - 11:45 am	29.3	°C	12/05/17 - 11:45 am	247.8	°C	
12/05/17 - 12:45 am	1.327	m/s	12/05/17 - 12:45 am	27.9	°C	12/05/17 - 12:45 am	255.6	°C	
12/05/17 - 1:45 pm	3.15	m/s	12/05/17 - 1:45 pm	28.1	°C	12/05/17 - 1:45 pm	268.1	°C	
12/05/17 - 2:45 pm	1.255	m/s	12/05/17 - 2:45 pm	27.1	°C	12/05/17 - 2:45 pm	248.1	°C	
Promedio	-	2.0282	m/s	-	27.4777	°C	-	259.6077	°C

Fuente: Elaboración propia

Tabla 14: Poder calorífico de diferentes combustibles

Líquidos	kWh/kg	kcal/kg	kWh/kg	kcal/kg	g/cm ³	g/l
Petróleo Cru	12	10.195	13	10.878	0,847	847
Gasolina	12	10.377	13	11.115	0.745	745
Liquefied petroleum gas (LPG)	13	11.132	14	11.979	0,508	508
Liquefied natural gas (LNG)	14	11.616	15	13.186	0,428	428
Butane	13	10.814	14	11.754	0.585	585
Isobutane	12	10.715	14	11.726	0,56	560
Isobutylene	12	10.706	13	11.521	0.595	595
Propane	13	11.057	14	11.999	0,507	507

Tabla 15: Análisis de datos de ficha técnica caldera APIN

Análisis de datos de Ficha Técnica Caldera APIN		
Descripción	Magnitud	Unidades
Potencia	400	BHP
Altura	115	Pulgadas
Ancho	103	Pulgadas
Largo Total	234	Pulgadas
Diámetro de chimenea	24	Pulgadas
Longitud de chimenea	9	m
Superficie de chimenea	17.2360	m ²
Superficie de caldera	48.8506	m ²
Presión máxima de operación	150	PSIG
Presión de trabajo	125	PSIG
Agua de alimentación	70	°C
Tipo de combustible	Residual 600	-
Porcentaje de carga	85	%

Fuente: Elaboración propia

Tabla 16: Emisividad de aleaciones de acero a diferentes temperaturas

Aleaciones Acero		
Type 301, Polished	24	0.27
Type 301, Polished	232	0.57
Type 301, Polished	949	0.55
Type 303, Oxidised	316-1093	.74-.87
Type 310, Rolled	816-1149	.56-.81
Type 316, Polished	24	0.28
Type 316, Polished	232	0.57
Type 316, Polished	949	0.66
Type 321	93-427	.27-.32
Type 321 Polished	149-815	.18-.49
Type 321 w/BK Oxide	93-427	.66-.76
Type 347, Oxidised	316-1093	.87-.91
Type 350	93-427	.18-.27
Type 350 Polished	149-982	.11-.35
Type 446, Polished	149-815	.15-.37
Type 17-7 PH	93-316	.44-.51
Type 17-7 PH Polished	149-815	.09-.16
Type C1020, Oxidised	316-1093	.87-.91
Type PH-15-7 MO	149-649	.07-.19
Stellite, Polished	20	0.18
Tantalum, Unoxidised	727	0.14
Tantalum, Unoxidised	1093	0.19
Tantalum, Unoxidised	1982	0.26
Tantalum, Unoxidised	2930	0.3
Tin, Unoxidised	25	0.04
Tin, Unoxidised	100	0.05
Tinned Iron, B right	24	0.05
Tinned Iron, B right	100	0.08

Fuente: SRC, fabricantes de controladores de temperatura

Tabla 17: Rango y categorías de eficiencia térmica para calderas

CATEGORÍA	RANGO DE EFICIENCIA TÉRMICA (η)
A	Mayor de 82 %
B	$80 < \eta \leq 82$ %
C	$78 < \eta \leq 80$ %

Fuente: NTP 350.301:2009

Tabla 18: Tabla de propiedades químicas

Nombre	Símbolo	Peso Atómico	Molécula	Peso Molecular
Oxígeno	O	16	O ₂	32
Hidrógeno	H	1	H ₂	2
Carbono	C	12	C	12
Nitrógeno	N	14	N ₂	28
Azufre	S	32	S	32
Aire (a)				29

Fuente: mechanicsdragsvid.wordpress.com

Tabla 19: Tabla de propiedades termofísicas del aire

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.982	8.64	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.965	11.90	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.975	12.49	6.482	16.62	8.842	0.7330
-80	1.828	0.983	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.990	13.64	7.850	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.995	14.20	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.7440
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.30	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.80	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.80	0.7350
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.40	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.110	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228
55	1.076	1.007	19.86	18.46	27.72	25.59	0.7215
60	1.060	1.007	20.08	18.95	28.08	26.31	0.7202
65	1.044	1.007	20.30	19.45	28.45	27.05	0.7190
70	1.029	1.007	20.52	19.95	28.81	27.79	0.7177
75	1.014	1.008	20.74	20.45	29.17	28.55	0.7166
80	0.999	1.008	20.96	20.97	29.53	29.31	0.7154
85	0.986	1.008	21.17	21.48	29.88	30.07	0.7143
90	0.972	1.008	21.39	22.00	30.24	30.85	0.7132
95	0.959	1.009	21.60	22.52	30.60	31.63	0.7121
100	0.946	1.009	21.81	23.05	30.95	32.42	0.7111
110	0.921	1.010	22.23	24.12	31.65	34.02	0.7092
120	0.898	1.011	22.64	25.21	32.35	35.64	0.7073
130	0.876	1.012	23.05	26.32	33.05	37.30	0.7057
140	0.854	1.013	23.45	27.44	33.74	38.98	0.7041
150	0.834	1.014	23.85	28.59	34.43	40.68	0.7027

Fuente: Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transferencia de calor – Universidad de Sevilla

Tabla 20: Tabla de propiedades termofísicas de los gases de combustión

Tabla: Propiedades físicas de los gases de combustión a $p = 101325$ Pa, con composición volúmica de los gases $\text{CO}_2 = 13\%$; $\text{H}_2\text{O} = 11\%$; $\text{N}_2 = 76\%$

t [°C]	T (K)	ρ [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	h(kJ/kg)	$k \cdot 10^2$ [W/m*K]	$a \cdot 10^2$ [m ² /h]	$\mu \cdot 10^6$ [N*s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	273.15	1.30	1.05	0.00	2.28	6.08	15.78	12.20	0.72
80	353.15	1.02	1.06	85.41	2.96	10.10	19.47	19.67	0.70
100	373.15	0.95	1.07	106.76	3.13	11.10	20.39	21.54	0.69
180	453.15	0.7884	1.0910	196.8560	3.8355	16.3000	23.6754	30.5480	0.6740
200	473.15	0.75	1.10	219.38	4.01	17.60	24.50	32.80	0.67
259.61	532.76	0.6699	1.1119	289.2727	4.5045	22.1065	26.7235	40.5553	0.6581
300	573.15	0.62	1.12	336.63	4.84	25.16	28.23	45.81	0.650
350	623.15	0.57	1.14	398.60	5.27	30.10	29.96	53.10	0.65
400	673.15	0.53	1.15	460.56	5.70	35.04	31.69	60.38	0.640
415	688.15	0.51	1.16	480.34	5.83	36.33	33.51	62.77	0.64
500	773.15	0.46	1.18	592.45	6.56	43.61	43.85	76.30	0.63
515	788.15	0.45	1.19	612.86	6.69	45.22	42.96	78.90	0.63
600	873.15	0.41	1.21	728.52	7.42	54.32	37.87	93.61	0.62
620	893.15	0.40	1.22	756.32	7.59	56.69	38.43	97.31	0.62
700	973.15	0.36	1.24	867.51	8.27	66.17	40.69	112.10	0.61
735	1008.15	0.35	1.25	917.91	8.58	70.69	41.63	119.00	0.61
800	1073.15	0.33	1.26	1011.52	9.15	79.09	43.38	131.80	0.60
822	1095.15	0.32	1.27	1044.31	9.34	82.12	43.94	136.35	0.60
900	1173.15	0.30	1.29	1160.55	10.01	92.87	45.91	152.50	0.59
943	1216.15	0.29	1.30	1223.22	10.39	99.90	46.97	161.87	0.59
1000	1273.15	0.28	1.31	1306.30	10.90	109.21	48.36	174.30	0.58
1085	1358.15	0.26	1.32	1432.95	11.62	122.10	50.36	193.68	0.57
1100	1373.15	0.26	1.32	1455.30	11.75	124.37	50.71	197.10	0.57
1165	1438.15	0.25	1.33	1554.40	12.31	135.36	52.19	212.64	0.56
1200	1473.15	0.24	1.34	1607.76	12.62	141.27	52.99	221.00	0.56
1273	1546.15	0.23	1.35	1723.22	13.33	154.97	54.85	240.38	0.55
1300	1573.15	0.22	1.36	1765.92	13.59	160.04	55.54	247.55	0.55
1350	1623.15	0.21	1.37	1846.86	14.07	169.43	56.80	260.83	0.55
1400	1673.15	0.20	1.38	1927.80	14.56	178.82	58.07	274.11	0.54
1422	1695.15	0.20	1.38	1964.23	14.77	182.95	58.63	279.95	0.54
1500	1773.15	0.18	1.40	2093.40	15.53	197.61	60.61	300.67	0.53
1548	1821.15	0.17	1.40	2174.67	15.99	206.73	61.83	313.42	0.53
1600	1873.15	0.16	1.41	2262.72	16.49	216.61	63.15	327.23	0.52
1605	1878.15	0.16	1.42	2271.37	16.54	217.54	63.28	328.56	0.52
1700	1973.15	0.15	1.43	2435.76	17.46	235.19	65.69	353.79	0.51

Fuente: Raúl Paredes – Centrales de Producción de Energía 2016

Tabla 21: Tabla de velocidades admitidas en tuberías.

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

Fuente: proyectoping.blogspot.com.ar

Tabla 22: Tabla técnica de tuberías.

Medida nominal Pulg. mm	Cédula	Espesor de pared		Diámetro exterior		Peso aproximado		Presión interior de trabajo		Presión de ruptura		Presión exterior de trabajo		Presión de aplastamiento		
		Pulg.	mm	Pulg.	mm	lb/ft ²	Kg/m	(PSI)	Kg/cm ²	(PSI)	Kg/cm ²	(PSI)	Kg/cm ²	(PSI)	Kg/cm ²	
1.8	3.2	10	0.049	1.24	0.405	10.29	0.190	0.283	3550	250	18670	1315	2063	145	8252	580
		40	0.068	1.73			0.250	0.373	5170	365	27200	1915	3195	225	12780	900
		80	0.095	2.41			0.321	0.479	7670	540	43230	3040	5410	381	21840	1524
1.4	6.4	10	0.065	1.65	0.540	13.72	0.337	0.502	3540	250	19960	1405	2063	145	8252	580
		40	0.088	2.24			0.435	0.648	5000	350	28170	1980	3195	225	12780	900
		80	0.119	3.02			0.547	0.815	7110	500	40070	2820	4096	288	16384	1152
3.8	9.5	10	0.065	1.65	0.675	17.15	0.433	0.645	2770	195	15630	1100	1453	102	5812	408
		40	0.091	2.31			0.580	0.864	4020	285	22640	1595	2512	177	10048	708
		80	0.126	3.20			0.756	1.126	5830	410	32900	2315	4096	288	16384	1152
1.2	12.7	5	0.065	1.65	0.840	21.34	0.550	0.819	2190	155	12360	870	1087	76	4348	304
		10	0.083	2.11			0.687	1.023	2860	200	16110	1135	1453	102	5812	408
		40	0.109	2.77			0.871	1.297	3850	270	21730	1530	2063	145	8252	580
3.4	19.1	5	0.065	1.65	1.050	26.67	0.699	1.041	1730	120	9760	685	825	58	3300	232
		10	0.083	2.11			0.877	1.307	2250	160	12670	890	1087	76	4348	304
		40	0.109	2.77			1.121	1.670	3010	210	16990	1195	1453	102	5812	408
1	25.4	5	0.065	1.65	1.315	33.4	0.887	1.321	1370	95	7720	545	600	42	2400	168
		10	0.109	2.77			1.437	2.140	2360	165	13320	935	1189	84	4756	336
		40	0.133	3.38			1.718	2.559	2930	205	16520	1165	1453	102	5812	408
1 1/4	31.8	5	0.065	1.65	1.680	42.16	1.132	1.686	1070	75	6060	425	400	28	1600	112
		10	0.109	2.77			1.848	2.752	1840	130	10400	730	889	63	3558	252
		40	0.140	3.56			2.327	3.466	2410	170	13580	955	1189	84	4756	336
1 1/2	38.1	5	0.065	1.65	1.900	48.26	1.302	1.940	940	65	5270	370	345	24	1380	96
		10	0.109	2.77			2.134	3.178	1600	115	9020	635	769	54	3076	216
		40	0.145	3.68			2.778	4.138	2160	150	12180	855	1087	76	4348	304
2	50.8	5	0.065	1.65	2.375	60.33	1.639	2.442	740	50	4190	295	234	16	936	64
		10	0.109	2.77			2.700	4.022	1270	90	7150	505	533	38	2132	152
		40	0.154	3.91			3.736	5.565	1820	130	10250	720	889	63	3558	252
2 1/2	63.5	5	0.083	2.11	2.875	73.03	2.534	3.775	790	55	4440	310	248	17	992	65
		10	0.120	3.05			3.614	5.384	1150	80	6480	455	461	32	1844	128
		40	0.203	5.16			5.931	8.834	1990	140	11230	790	1000	70	4000	280
3	76.2	5	0.083	2.11	3.500	88.9	3.101	4.619	640	45	3630	255	190	13	760	52
		10	0.120	3.05			4.434	6.805	940	65	5290	370	345	24	1380	96
		40	0.218	5.49			7.755	11.552	1730	120	9740	685	825	58	3300	232
3 1/2	88.9	5	0.083	2.11	4.0	101.6	3.555	5.295	560	40	3170	225	153	11	612	44
		10	0.120	3.05			5.090	7.582	820	60	4610	325	283	20	1132	80
		40	0.226	5.74			9.319	13.880	1570	110	8880	625	704	50	2816	200

Fuente: proyectoping.blogspot.com.ar

Tabla 23: Dimensión y pesos de tubos de acero.

Ø Nominal	Ø Exte.	Sch. 5S	Sch. 10S	Sch. 10	Sch. 20	Sch. 30	STD Y 40 S	Sch. 40	Sch. 60	XS Y 80 S	Sch. 80	Sch. 100	Sch. 120	Sch. 140	Sch. 160	XXS
1/8"	10,3	—	1,24	—	—	—	1,73	—	—	2,41	—	—	—	—	—	—
			0,28	—	—	—	0,36	—	—	0,46	—	—	—	—	—	—
1/4"	13,71	—	1,65	—	—	—	2,24	—	—	3,02	—	—	—	—	—	—
			0,49	—	—	—	0,63	—	—	0,80	—	—	—	—	—	—
3/8"	17,14	—	1,65	—	—	—	2,31	—	—	3,2	—	—	—	—	—	—
			0,63	—	—	—	0,85	—	—	1,10	—	—	—	—	—	—
1/2"	21,34	1,65	2,11	—	—	—	2,77	—	—	3,73	—	—	—	—	4,78	7,47
		0,80	1,00	—	—	—	1,27	—	—	1,62	—	—	—	—	1,94	2,55
3/4"	26,7	1,65	2,11	—	—	—	2,87	—	—	3,91	—	—	—	—	5,56	7,82
		1,03	1,28	—	—	—	1,68	—	—	2,19	—	—	—	—	2,90	3,63
1"	33,40	1,65	2,77	—	—	—	3,38	—	—	4,55	—	—	—	—	6,35	9,09
		1,29	2,08	—	—	—	2,50	—	—	3,23	—	—	—	—	4,18	5,45
1 1/4"	42,2	1,65	2,77	—	—	—	3,56	—	—	4,85	—	—	—	—	6,35	9,70
		1,65	2,69	—	—	—	3,38	—	—	4,47	—	—	—	—	5,58	7,76
1 1/2"	48,3	1,65	2,77	—	—	—	3,68	—	—	5,08	—	—	—	—	7,14	10,16
		1,90	3,12	—	—	—	4,05	—	—	5,41	—	—	—	—	7,22	9,55
2"	60,32	1,65	2,77	—	—	—	3,91	—	—	5,54	—	—	—	—	8,74	11,07
		2,38	3,93	—	—	—	5,44	—	—	7,48	—	—	—	—	11,08	13,45
2 1/2"	73,02	2,11	3,05	—	—	—	5,16	—	—	7,01	—	—	—	—	9,52	14,02
		3,68	5,26	—	—	—	8,62	—	—	11,41	—	—	—	—	14,88	20,41
3"	88,90	2,11	3,05	—	—	—	5,49	—	—	7,62	—	—	—	—	11,13	15,24
		4,52	6,45	—	—	—	11,29	—	—	15,27	—	—	—	—	20,98	27,67
3 1/2"	101,60	2,11	3,05	—	—	—	5,74	—	—	8,08	—	—	—	—	—	—
		5,17	7,40	—	—	—	13,57	—	—	18,63	—	—	—	—	—	—
4"	114,30	2,11	3,05	—	—	—	6,02	—	—	8,50	—	—	11,13	—	13,49	17,12
		5,81	8,34	—	—	—	16,07	—	—	22,31	—	—	28,35	—	33,53	41,02
5"	141,30	2,77	3,40	—	—	—	6,55	—	—	9,52	—	—	12,7	—	15,88	19,05
		9,45	11,56	—	—	—	21,78	—	—	30,95	—	—	40,28	—	49,09	57,42
6"	168,30	2,77	3,40	—	—	—	7,11	—	—	10,97	—	—	14,27	—	18,26	21,95
		11,31	13,82	—	—	—	28,26	—	—	42,56	—	—	54,20	—	67,55	79,18
8"	219,10	2,77	3,76	—	6,35	7,04	8,18	—	10,31	12,70	—	15,09	18,26	20,62	23,01	22,22
		14,78	19,94	—	33,31	36,79	42,53	—	52,88	64,63	—	75,80	90,43	101,04	111,32	107,87
10"	273,00	3,40	4,19	—	6,35	7,8	9,27	—	12,7	15,09	—	18,26	21,44	25,40	28,58	25,40
		22,62	27,83	—	41,77	51,00	60,29	—	81,54	81,46	95,95	114,74	132,74	154,94	172,14	154,94
12"	323,85	3,96	4,57	—	6,35	8,38	9,52	10,31	14,27	12,7	17,48	21,44	25,40	28,58	33,34	25,40
		33,00	36,00	—	49,72	65,20	73,82	79,67	108,96	93,94	132,01	159,52	186,77	206,96	238,11	186,77
14"	355,60	3,96	4,78	6,35	7,92	9,52	11,13	15,09	12,7	19,05	23,83	27,79	31,57	35,71	—	—
		34,23	41,30	54,68	67,94	81,28	81,28	94,49	126,49	107,38	158,08	194,90	224,42	253,14	281,38	—
16"	406,40	4,19	4,78	6,35	7,92	9,52	12,7	16,64	12,7	21,44	26,19	30,96	36,52	40,49	—	—
		41,60	47,29	62,63	77,86	93,21	93,21	123,29	159,98	123,29	203,16	245,32	286,44	332,32	364,85	—
18"	457,20	4,19	4,78	6,35	7,92	11,13	9,52	14,27	19,05	12,7	23,83	29,36	34,92	39,69	45,24	—
		46,83	53,26	70,59	87,79	122,36	105,14	151,91	205,80	139,19	254,59	309,44	363,19	408,01	459,18	—
20"	508,00	4,78	5,54	6,35	9,52	12,7	9,52	15,09	20,62	12,7	26,19	32,54	38,10	44,45	50,01	—
		59,22	68,50	78,54	117,07	155,10	117,07	183,12	247,85	155,10	310,90	381,04	440,93	509,00	564,14	—
22"	558,80	—	—	6,35	9,52	12,7	9,52	—	22,22	12,7	28,58	34,92	41,98	47,62	53,98	—
		—	—	86,50	129,01	171,01	129,01	—	224,04	171,01	373,58	451,14	526,82	599,74	671,18	—
24"	609,60	5,54	6,35	6,35	9,52	14,27	9,52	17,48	24,61	12,7	30,96	38,89	46,02	52,3	59,54	—
		82,60	94,45	94,45	140,94	209,54	140,94	255,14	354,64	186,92	441,10	546,92	639,18	718,94	806,61	—
26"	660,40	—	—	7,92	12,7	—	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	127,50	202,83	—	152,87	—	—	—	202,83	—	—	—	—	—
28"	711,20	—	—	7,92	12,7	15,88	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	137,42	218,73	272,18	164,80	—	—	—	218,73	—	—	—	—	—
30"	762,00	—	—	7,92	12,7	15,88	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	147,36	234,64	292,06	176,73	—	—	—	234,74	—	—	—	—	—
32"	812,80	—	—	7,92	12,7	15,88	9,52	17,48	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	157,28	250,55	311,95	188,66	342,70	—	—	250,55	—	—	—	—	—
34"	863,60	—	—	7,92	12,7	15,88	9,52	17,48	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	162,20	266,46	331,83	200,59	364,58	—	—	266,46	—	—	—	—	—
36"	914,40	—	—	7,92	12,7	15,88	9,52	19,05	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	177,13	282,36	351,72	212,52	420,56	—	—	282,36	—	—	—	—	—
38"	965,2	—	—	—	—	—	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	224,45	—	—	—	298,27	—	—	—	—	—
40"	1.016,00	—	—	—	—	—	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	236,38	—	—	—	314,18	—	—	—	—	—
42"	1.066,80	—	—	—	—	—	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	248,31	—	—	—	330,09	—	—	—	—	—
44"	1.117,6	—	—	—	—	—	9,52	—	—	—	12,7	—	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	260,25	—	—	—	346,00	—	—	—	—	—

Fuente: COTAIN S.A.

Tabla 24: Propiedades de acero inoxidable AISI 316L.

Propiedades Eléctricas	
Resistividad Eléctrica (μOhmcm)	70-78
Coefficiente de Temperatura (K^{-1})	-
Propiedades Físicas	
Densidad (g cm^{-3})	7,96
Punto de Fusión (C)	1370-1400
Propiedades Mecánicas	
Alargamiento (%)	<60
Dureza <u>Brinell</u>	160-190
Impacto <u>Izod</u> (J m^{-1})	20-136
Módulo de Elasticidad (GPa)	190-210
Resistencia a la Tracción (MPa)	460-860
Propiedades Térmicas	
Calor Específico a 23C ($\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$)	502
Coefficiente de Expansión Térmica @20-100C ($\times 10^{-6} \text{K}^{-1}$)	16-18
Conductividad Térmica a 23C ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	16,3

Fuente: goodfellow.com – Fabricantes de perfiles en Acero

Tabla 25: Factores de incrustación.

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

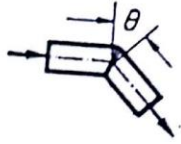
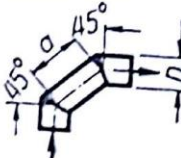
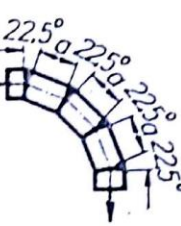
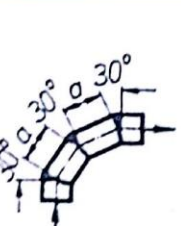
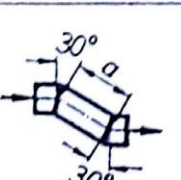
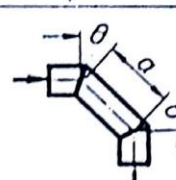
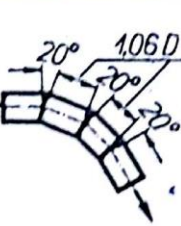

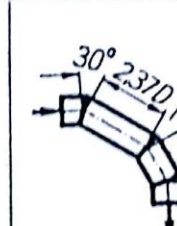
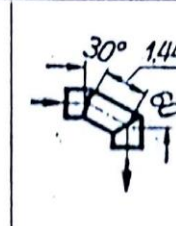

Fuente: Cengel, *Transferencia de calor, 4ta Edición*

Tabla 26: Valores de aspereza equivalente para tubos comerciales nuevos.

Material	Aspereza, ϵ	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Caucho alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Fuente: Cengel, *Transferencia de calor, 4ta Edición*

Tabla 27: Coeficiente de pérdida por codo con pliegues

	0	5°	10°	15°	22,5°	30°	45°	60°	90°			
	ζ_n	0,016	0,034	0,042	0,066	0,130	0,236	0,471	1,129			
	ζ_r	0,024	0,044	0,062	0,154	0,165	0,320	0,684	1,265			
	a/D	0,71	0,943	1,174	1,42	1,86	2,56	3,14	4,89	5,59		
	ζ_n	0,507	0,350	0,333	0,261	0,289	0,356	0,346	0,389	0,392		
	ζ_r	0,510	0,415	0,384	0,377	0,390	0,429	0,426	0,455	0,444		
	a/D	1,186	1,40	1,63	1,86	2,33	2,91	3,49	4,65	6,05		
	ζ_n	0,120	0,125	0,124	0,117	0,096	0,108	0,130	0,148	0,142		
	ζ_r	0,294	0,252	0,266	0,272	0,317	0,317	0,318	0,310	0,313		
	a/D	1,23	1,44	1,67	1,91	2,37	2,96	4,11	4,70	6,10		
	ζ_n	0,195	0,196	0,150	0,154	0,167	0,172	0,190	0,192	0,201		
	ζ_r	0,347	0,320	0,300	0,312	0,337	0,342	0,354	0,360	0,360		
	a/D	ζ_n	ζ_r					0	a/D	ζ_n	ζ_r	
	1,23	0,157	0,300					22,5°	1,17	0,112	0,284	
	1,67	0,156	0,378					30°	1,23	0,150	0,268	
	2,37	0,143	0,264					30°	2,37	0,143	0,227	
	$\zeta_n = 0.108$											
	$\zeta_r = 0.236$				$\zeta_n = 0.188$				$\zeta_n = 0.202$			
					$\zeta_r = 0.320$				$\zeta_r = 0.323$			
												
									$\zeta_n = 0.400$		$\zeta_n = 0.400$	
									$\zeta_r = 0.534$		$\zeta_r = 0.601$	

Fuente: DR. CONSTANTIN IAMANDI, Mecanica Fluidelor

Tabla 28: Conductividad térmica de aislantes térmicos

1	2	3	4
Produse din calcan de silice	200	650	$0,052200 + 0,000186 \cdot t_m$
	400	650	$0,075400 + 0,000186 \cdot t_m$
Produse din beton spongios neautoclavizat	400	400	$0,109040 + 0,000302 \cdot t_m$
	500	400	$0,126440 + 0,000302 \cdot t_m$
Produse din șamotă spongioasă	950	1 350	$0,278400 + 0,000232 \cdot t_m$
Produse din perlitociment	350	600	$0,075400 + 0,000186 \cdot t_m$
	400	600	$0,081200 + 0,000186 \cdot t_m$
Produse perlitoceramice	300	800	$0,017920 + 0,000186 \cdot t_m$
Produse de sovelit	350	500	$0,075400 + 0,000186 \cdot t_m$
	400	500	$0,078880 + 0,000186 \cdot t_m$
Produse din vată minerală cu legătură anorganică	350—400	600	$0,073080 + 0,000197 \cdot t_m$
Produse din beton spongios autoclavizat armat sau nearmat	400	200	$0,104400 + 0,000232 \cdot t_m$
Saltele de azbest cu umplutură de sovelit	280	450	$0,087000 + 0,000116 \cdot t_m$
Saltele de azbest cu umplutură de fibre de sticlă	200	450	$0,058000 + 0,000232 \cdot t_m$
Saltele de azbest cu umplutură de vermiculit	220	450	$0,081200 + 0,000139 \cdot t_m$
Saltele (țesătură) din vată minerală	200	600 (pe rețea metalică) 350 (pe țesătură de sticlă)	$0,048720 + 0,000197 \cdot t_m$
	250		$0,053360 + 0,000186 \cdot t_m$
	300		$0,059160 + 0,000186 \cdot t_m$
Saltele și benzi din fibră de sticlă	200	450	$0,041760 + 0,000232 \cdot t_m$
Saltele din vată minerală cu legătură sintetică	150	200	$0,046400 + 0,000348 \cdot t_m$
Saltele din fibră de sticlă cu legătură sintetică	100	200	$0,046400 + 0,000348 \cdot t_m$
Sovelit mastic	500	500	$0,098600 + 0,000104 \cdot t_m$

Fuente: I. GH. CARAABOGDAN, Manualul Inginerului Termotehnician

Tabla 29: Grosor de tubería para coraza

Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-29	(330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

Fuente: Norma TEMA (The Tubular Exchanger Manufacturers Association)

Tabla 30: Grosor de mamparas o baffles

Nominal Shell ID		Plate Thickness				
		Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.				
		24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14	(152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28	(381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38	(737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60	(991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100	(1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Fuente: Norma TEMA (The Tubular Exchanger Manufacturers Association)

Tabla 31: Precios de referencia de combustibles “Osinerghmin”



Precios de Referencia de Energéticos usados en Generación Eléctrica

Decreto Supremo N°012-2005-EM y Resolución OSINERG N° 062-2005-OS/CD

Fecha : Información al 30-04-2017

Precios de Referencia (Soles/galón)

Plantas	Diesel B5 ⁽¹⁾	Residual 6	Residual 500
Talara	5.67	4.02	3.94
Piura	5.95		
Eten	5.97		4.16
Salaverry	6.00	4.31	
Chimbote	6.05		4.25
Supe	5.88	4.30	4.20
Callao	5.99	3.82	3.74
Conchán	5.99	3.82	3.74
Cerro de Pasco	6.26		
Pisco	5.89		4.28
Mollendo	6.41	4.29	4.22
Juliaca	6.66		
Cuzco	6.75		
Ilo	6.13	4.30	
El Milagro	6.01	4.58	
Tarapoto	6.22		
Yurimaquas	7.08	4.72	
Iquitos	6.15	4.92	
Pucallpa	6.45		
Pto. Maldonado	9.26		
PR1P (Promedio Abril)	5.99	3.82	3.74

Factores de Ubicación geográfica por Planta de Ventas

Plantas	Diesel B5 ⁽¹⁾	Residual 6	Residual 500
Talara	0.95	1.05	1.05
Piura	0.99		
Eten	1.00		1.11
Salaverry	1.00	1.13	
Chimbote	1.01		1.14
Supe	0.98	1.13	1.12
Callao	1.00	1.00	1.00
Conchán	1.00	1.00	1.00
Cerro de Pasco	1.05		
Pisco	0.98		1.15
Mollendo	1.07	1.12	1.13
Juliaca	1.11		
Cuzco	1.13		
Ilo	1.02	1.13	
El Milagro	1.00	1.20	
Tarapoto ⁽²⁾	1.04		
Yurimaquas	1.18	1.24	
Iquitos	1.03	1.29	
Pucallpa	1.08		
Pto. Maldonado	1.55		

* No Incluye Impuestos

** No Incluye Margen Comercial

(1) A partir de Enero 2011 se considera el Precio de Referencia del Diesel B5 en sustitución del Precio de Referencia del Diesel B2.

(2) Se ha eliminado el Factor de Ubicación Geográfica, ya que Petroperú no publica Precio de Residual 6 en Tarapoto desde la Lista de Precios del 20.09.2006.

Desde el 19.07.2010, debido al Decreto de Urgencia N°045-2010, se usan los PR1 como precios referenciales de los petróleos industriales, en sustitución de los precios promedio de importación y exportación.

Precios de Referencia (Soles/galón)

Planta	Referencia	Descuento Promedio	Residual 6
PUCALLPA	Pta Yurimaquas	-1.11	5.84

Nota: Petroperú no publica precio de lista de residual 6 en Pucallpa

Tabla 32: Velocidad de corrosión en tuberías

Clasificación	Velocidad de corrosión		
	Metales ^a ligeros g/cm ² día	Metales ^{a,b} pesados g/cm ² día	mm/año
Inmune	< 0'007	< 0'022	< 0'001
Muy buena resistencia	< 0'07	< 0'21	< 0'01
Buena resistencia	< 0'7	< 2'1	< 0'1
Resistencia limitada	< 21	< 83	< 3
Resistencia baja (no se recomienda su uso)	< 70	< 210	< 10
Sin resistencia (no utilizable)	> 70	> 210	> 10

Fuente: FARJE EPIQUIEN, 2013

Tabla 33: Peso de cada pieza en Precalentador

PIEZA (U)	PESO (N)
Cono superior e inferior	193.0608
Chimenea lineal	5395.5
Tubos ¼" Cédula 40	8662.23
Coraza 26" Cédula 10	2854.2195
Mampara Completa	182.0736
Mampara Media Luna	286.1577

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 34: Esfuerzos de apoyo permisibles en mampostería

Material	Psi	Mpa
Arena y piedra caliza	400	2.76
Ladrillo de montero de cemento	250	1.72
Concreto $f'c = 1500 \text{ psi}$	525	3.62
Concreto $f'c = 2000 \text{ psi}$	700	4.83
Concreto $f'c = 2500 \text{ psi}$	875	6.03
Concreto $f'c = 3000 \text{ psi}$	1050	7.24

Fuente: Robert Mott, Diseño de Maquinas, 1999.

Tabla 35: Capacidad de sustentación segura en suelos

Naturaleza	Psi	Kpa
Roca dura solida	350	2400
Pizarra o roca mediana.	140	960
Roca blanda	70	480
Arcilla dura o grava compacta	55	380
Arcilla blanda o arena suelta	15	100

Fuente: Robert Mott, *Diseño de Maquinas*, 1999.

Tabla 36: Ficha técnica de pernos de anclaje

SAE: Society of Automotive Engineers			
NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
1 , 2	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	55 - 33	74 - 60
5	Acero al carbono, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
5.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	85	120
7	Acero al carbono aleado, templado y revenido	105	133
8	Acero al carbono aleado, templado y revenido	120	150
8.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	120	150

Fuente: Casa Del Perno

Tabla 37: Cargas del viento a diferentes alturas

Altura		Presión del viento	
pies	m	pie b s. lb/pie-	SI. kPa
< 30	< 9	15	0.75
30 a 49	9.1 a 14.9	20	1.0
50 a 99	15 a 30	25	1.25
100a 499	30.1 a 150	30	1.50

Fuente: FARJE EPIQUIEN, 2013

Tabla 38: Factor de multiplicación para presiones del viento

Forma de la estructura	Factor
Rectangular o cuadrada	1.00
Hexagonal u octagonal	0.80
Redonda o elíptica	0.60

Fuente: FARJE EPIQUIEN, 2013

Tabla 39: Peso y precio de estructura metálica de soporte de recuperador de calor

SOPORTE DE RECUPERADOR DE CALOR		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
COLUMNA W14x3	601.83	1504.575
PERFIL L2x2x0.25	128.08	320.2
PERFIL L1.5x1.5x0.25	71.76	179.4
PLANCHA ¼"	12.4	3.1
TOTAL	814.07	2007.275

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 40: Peso y precio de estructura metálica de soporte de aire precalentado

SOPORTE DE TUBERÍA DE AIRE PRECALENTADO		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
COLUMNA W14x3	1891.23	4728.075
PERFIL L2.5x2.5x0.25	554.32	1385.8
PLANCHA ¼"	18.6	46.5
TOTAL	2464.15	6160.375

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 41: Peso y precio de estructura metálica de soporte de ventilador inyector cas

SOPORTE DE VENTILADOR CAS		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
COLUMNA W14x3	883.23	2208.075
PERFIL L2.5x2.5x0.25	182.94	457.35
PLANCHA ¼"	170.19	425.475
TOTAL	1236.36	3090.9

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 42: Peso y precio de conexiones de ventilador cas

CONEXIONES DE VENTILADOR CAS		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
CODO RADIO LARGO 90° 12"	51.68	129.2
TUBO 12" SCH 10	75.74	189.35
CAMBIO DE SECCIÓN	3.92	9.8
TOTAL	131.34	328.35

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 43: Peso y precio del recuperador de calor

RECUPERADOR DE CALOR		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
TUBOS 1 ¼" SCH 40 [AISI 316L]	883.53	2208.825
MAMPARA COMPLETA [AISI 316L]	19.13	47.825
MAMPARA MEDIA LUNA [AISI 316L]	29.79	74.475
TUBO 26" SCH 10 [ASTM A36]	284.53	711.825
TUBO 12" SCH 10 [ASTM A36]	5.05	12.625
TUBO 14" SCH 10 [ASTM A36]	7.90	19.75
CONOS	38.48	96.2
TOTAL	1268.41	3171.025

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 44: Peso y precio de tubería de aire precalentado

TUBERÍA DE AIRE PRECALENTADO		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
CODO RADIO LARGO 90° 14”	91.65	229.125
TUBO 14” SCH 10	590.16	1475.4
TOTAL	681.72	1704.3

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 45: Peso y precio de soldaduras

SOLDADURAS		
DESCRIPCIÓN	MASA [kg]	PRECIO [\$]
ELECTRODO “ER316L”	21.4304	53.576
ELECTRODO “R316LT1-5”	11.52	28.8
ELECTRODO “E708-1”	5.5139	13.78475
TOTAL	38.4643	96.1608

Fuente: Elaboración Propia con Solidworks Premium 2016

Tabla 46: Precio y cantidades de aislamiento térmico

AISLAMIENTO TÉRMICO EN SISTEMA			
DESCRIPCIÓN	COSTO UNID.	UNID.	COSTO TOTAL
Fibra de vidrio Aislanglass [1.2x12x50]	S/. 89.90	2	\$ 54.9847
Fibra de vidrio Aislanglass [1.2x9.6x80]	\$ 62.98	3	\$ 188.94

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 47: Motores eléctricos siemens

VALORES ELÉCTRICOS MOTORES SERIE 1LE0142

Potencia (HP)	Referencia Motor	Factor de Servicio	Tamaño constructivo	Datos nominales		Corriente Nominal			Factor de Potencia	Eficiencia		Datos de arranque		Torque rotor bloqueado x Tn	Rodamientos AS / BS	Peso Neto B3 (kg)
				Velocidad (rpm)	Torque (Nm)	220 VDD A	380 VYY A	440 VD A		100%	Corriente x Inom	Torque x Tnom				
Datos Eléctricos motores serie 1LE0142 IE1 2 polos (3600 rpm)																
1	1LE0142-ODA26-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.440	2,1	3,15	1,82	1,57	0,84	74,0	6,0	2,2	2,8	6204 2RZ C3	13,5
1,5	1LE0142-ODA36-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.435	3,1	4,45	2,60	2,25	0,84	78,5	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3	15,0
2	1LE0142-ODA86-4AA4-Z D80	1,15	80	M	3.460	4,1	5,60	3,25	2,80	0,86	81,0	7,0	2,5	3,0	6204 2RZ C3	17,5
3	1LE0142-OEA46-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.480	6,0	8,30	4,80	4,15	0,87	81,5	7,5	2,0	3,1	6205 2RZ C3	20,0
4	1LE0142-OEA86-4AA4-Z D80	1,15	90	L	3.475	8,2	10,60	6,20	5,30	0,87	84,5	7,1	1,8	2,8	6205 2RZ C3	27,0
5	1LE0142-1AA86-4AA4-Z D80	1,15	100	L	3.420	10,3	13,30	7,70	6,70	0,87	84,5	7,5	3,0	2,6	6206 2RZ C3	31,0
7,5	1LE0142-1BA86-4AA4-Z D80	1,15	112	M	3.520	14,9	19,40	11,20	9,70	0,88	86,0	7,5	2,0	2,6	6206 2RZ C3	45,0
10	1LE0142-1CA16-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.515	20,4	25,50	14,70	12,70	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3	55,0
15	1LE0142-1CA86-4AA4-Z D80	1,15	132	S	3.520	29,9	38,00	22,00	19,10	0,88	87,5	7,5	2,0	2,6	6208 2RZ C3	70,0
20	1LE0142-1DA36-4AA4-Z D80	1,15	160	M	3.535	40,5	52,00	30,00	26,00	0,85	88,5	7,4	2,2	3,0	6209 2RZ C3	100,0
25	1LE0142-1DA46-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	49,9	64,00	37,00	32,00	0,86	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3	120,0
30	1LE0142-1DA86-4AA4-Z D80	1,15	160	L	3.540	59,4	75,00	43,00	37,50	0,88	89,5	7,5	2,4	3,0	6209 2RZ C3	130,0
40	1LE0142-1EA86-4AA4-Z D80	1,15	180	M	3.535	81,1	98,00	56,00	49,00	0,89	90,2	7,5	2,4	3,0	6210 RZ C3	170,0
50	1LE0142-2AA56-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.555	99,4	122,00	70,00	61,00	0,88	91,5	7,6	2,5	3,0	6212 RZ C3	233,0
60	1LE0142-2AA86-4AA4-Z D80	1,15	200	L	3.550	121,0	144,00	83,00	72,00	0,89	91,7	7,0	2,3	3,0	6212 RZ C3	250,0
75	1LE0142-2BA86-4AA4-Z D80	1,15	225	M	3.555	148,0	179,00	103,00	89,00	0,89	92,4	7,0	2,4	3,1	6213 RZ C3	335,0
100	1LE0142-2CA86-4AA4-Z D80	1,15	250	M	3.570	201,0	235,00	137,00	118,00	0,89	93,0	7,5	2,4	3,1	6215 C3	430,0
125	1LE0142-2DA23-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	241,0	-	-	149,00	0,88	93,0	7,0	2,5	3,0	6317 C3	545,0
150	1LE0142-2DA83-3AA4-Z D80	1,15	280	M	3.575	294,0	-	-	175,00	0,90	93,0	7,5	3,0	3,3	6317 C3	610,0
200	1LE0142-3AA23-3AA4-Z D80	1,10	315	M	3.580	400,0	-	-	225,00	0,92	94,1	7,6	2,2	2,7	6319 C3	850,0
250	1LE0142-3AA73-3AA4-Z D80	1,15	315	L	3.580	494,0	-	-	285,00	0,92	94,1	8,5	2,8	3,0	6319 C3	1070,0
300	1LE0142-3AA83-3AA4-Z D80	1,10	315	L	3.580	600,0	-	-	340,00	0,92	94,1	9,0	2,1	2,5	6319 C3	1070,0

Fuente: Lista de precios SIEMENS 2017

Tabla 48: Conductores THW - 90




TABLA DE DATOS TECNICOS THW - 90 (AWG / MCM)									
CALIBRE CONDUCTOR	SECCION NOMINAL	NUMERO HILOS	DIAMETRO HILO	DIAMETRO CONDUCTOR	ESPESOR AISLAMIENTO	DIAMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE (*)	
								AIRE	DUCTO
AWG/MCM	mm²		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
14	2.1	7	0.60	1.75	0.8	3.4	28	35	25
12	3.3	7	0.76	2.20	0.8	3.8	40	40	30
10	5.3	7	0.96	2.78	0.8	4.4	59	56	40
8	8.4	7	1.20	3.61	1.1	5.9	98	80	56
6	13.3	7	1.53	4.60	1.5	7.6	161	107	75
4	21.1	7	1.93	5.80	1.5	8.9	240	141	96
2	33.6	7	2.44	7.31	1.5	10.4	363	192	130
1/0	53.4	19	1.87	8.58	2	12.7	570	260	170
2/0	67.4	19	2.10	9.64	2	13.8	704	300	197
3/0	85.1	19	2.35	10.82	2	15	871	350	226
4/0	107.2	19	2.64	12.15	2.4	17.1	1109	406	260
250	126.7	37	2.06	13.25	2.4	18.2	1289	457	290
300	151.9	37	2.25	14.51	2.4	19.5	1527	505	321
350	177.5	37	2.44	15.69	2.4	20.6	1769	569	350
500	253.1	37	2.91	18.73	2.8	24.5	2512	699	429

Fuente: INDECO

Tabla 49: Precio nacional de contactores siemens

CONTACTORES PRINCIPALES CON BOBINA EN CORRIENTE ALTERNA SIRIUS 3RT10

2017

No. Almacén SPIRIDON	Descripción								Precio Lista Unit. S/.
									
	Calidad y seguridad: probados para cumplir con coordinación tipo 1 o tipo 2, de acuerdo a IEC 60947-4-1. Optimización de inventarios: contactos auxiliares comunes desde el tamaño 50 hasta el tamaño 512. Flexibilidad: bobina de 04 puntos de conexión para facilitar el cableado de su tablero.								
Código (MLFB)	Bobina ¹⁾	Tamaño Constructivo	Corriente (A)		Potencia del Motor (HP) ²⁾		Contactos Auxiliares Integrados		
			AC1	AC3	220 V	440 V			
Contactores principales tripolares SIRIUS									
100015913	3RT1015-1AF01	110 VAC	500	18	7	2	4	1NA	91
100015914	3RT1015-1AF02	110 VAC	500	18	7	2	4	1NC	91
100016045	3RT1015-1AN21	220 VAC	500	18	7	2	4	1NA	91
100045489	3RT1015-1AN22	220 VAC	500	18	7	2	4	1NC	91
100015860	3RT1016-1AF01	110 VAC	500	22	9	3	6	1NA	95
100015861	3RT1016-1AF02	110 VAC	500	22	9	3	6	1NC	95
100015863	3RT1016-1AN21	220 VAC	500	22	9	3	6	1NA	95
100045299	3RT1016-1AN22	220 VAC	500	22	9	3	6	1NC	95
100015882	3RT1017-1AF01	110 VAC	500	22	12	4	7	1NA	116
100044836	3RT1017-1AN21	220 VAC	500	22	12	4	7	1NA	116
100015816	3RT1023-1AG20	110 VAC	50	40	9	3	6	(ver nota 3)	90
100015817	3RT1023-1AN20	220 VAC	50	40	9	3	6	(ver nota 3)	90
100015827	3RT1024-1AG20	110 VAC	50	40	12	4	9	(ver nota 3)	104
100015828	3RT1024-1AN20	220 VAC	50	40	12	4	9	(ver nota 3)	104
100015843	3RT1025-1AG20	110 VAC	50	40	17	6	12	(ver nota 3)	161
100015845	3RT1025-1AN20	220 VAC	50	40	17	6	12	(ver nota 3)	161
100015784	3RT1026-1AG20	110 VAC	50	40	25	7	15	(ver nota 3)	230
100015786	3RT1026-1AN20	220 VAC	50	40	25	7	15	(ver nota 3)	230
100015809	3RT1034-1AG20	110 VAC	52	50	32	10	20	(ver nota 3)	342
100016057	3RT1034-1AN20	220 VAC	52	50	32	10	20	(ver nota 3)	342
100015246	3RT1035-1AG20	110 VAC	52	60	40	15	30	(ver nota 3)	402
100015247	3RT1035-1AN20	220 VAC	52	60	40	15	30	(ver nota 3)	402
100015194	3RT1036-1AG20	110 VAC	52	60	50	20	40	(ver nota 3)	514
100015195	3RT1036-1AN20	220 VAC	52	60	50	20	40	(ver nota 3)	514
100015206	3RT1044-1AG20	110 VAC	53	100	65	25	50	(ver nota 3)	643
100015207	3RT1044-1AN20	220 VAC	53	100	65	25	50	(ver nota 3)	643
100015218	3RT1045-1AG20	110 VAC	53	120	80	30	60	(ver nota 3)	808
100015220	3RT1045-1AN20	220 VAC	53	120	80	30	60	(ver nota 3)	808
100015234	3RT1046-1AG20	110 VAC	53	120	95	35	70	(ver nota 3)	1,206
100016059	3RT1046-1AN20	220 VAC	53	120	95	35	70	(ver nota 3)	1,206
100015131	3RT1054-1AF36	110 VAC/DCC	56	160	115	47	95	2NA + 2NC	1,523
100015132	3RT1054-1AP36	220 VAC/DCC	56	160	115	47	95	2NA + 2NC	1,523
100015137	3RT1055-6AF36	110 VAC/DCC	56	185	150	60	130	2NA + 2NC	1,724
100015138	3RT1055-6AP36	220 VAC/DCC	56	185	150	60	130	2NA + 2NC	1,724
100015142	3RT1056-6AF36	110 VAC/DCC	56	215	185	78	155	2NA + 2NC	2,187
100015143	3RT1056-6AP36	220 VAC/DCC	56	215	185	78	155	2NA + 2NC	2,187
100015147	3RT1064-6AF36	110 VAC/DCC	510	275	225	90	185	2NA + 2NC	2,911
100015148	3RT1064-6AP36	220 VAC/DCC	510	275	225	90	185	2NA + 2NC	2,911
100015153	3RT1065-6AF36	110 VAC/DCC	510	330	265	110	220	2NA + 2NC	3,522
100016060	3RT1065-6AP36	220 VAC/DCC	510	330	265	110	220	2NA + 2NC	3,522
100015157	3RT1066-6AF36	110 VAC/DCC	510	330	300	125	250	2NA + 2NC	4,399
100015158	3RT1066-6AP36	220 VAC/DCC	510	330	300	125	250	2NA + 2NC	4,399
100015162	3RT1075-6AF36	110 VAC/DCC	512	430	400	170	340	2NA + 2NC	4,999
100015163	3RT1075-6AP36	220 VAC/DCC	512	430	400	175	340	2NA + 2NC	4,999
100015166	3RT1076-6AF36	110 VAC/DCC	512	610	500	210	425	2NA + 2NC	6,596
100015167	3RT1076-6AP36	220 VAC/DCC	512	610	500	210	425	2NA + 2NC	6,596
Notas: ¹⁾ Para selección de otras tensiones ver página 4/11. ²⁾ Los valores de potencias son referenciales. ³⁾ Para contactos auxiliares adicionales, tener en cuenta los bloques de contactos 3RT19 indicados en la página 4/11.									
El Precio Lista no incluye IGV vigente - Precios sujetos a cambio sin previo aviso									

Siemens S.A.C. - Perú

Fuente: CATÁLOGO DE PRECIOS SIEMENS 2017

Tabla 50: Precio nacional de relés bimetálicos

RELÉS BIMETÁLICOS DE SOBRECARGA SIRIUS 3RU11

No. Almacén SPIRIDON		Descripción				2017 Precio Lista Unit. \$/.	
		Protección contra sobrecarga, desbalance de fases y falta de fase. Protección para cargas monofásicas. Función de reset manual o automático. Función de test. Indicador de estado. Ajuste de valor de corriente. Contactos auxiliares integrados (1NA + 1NC).				 <p>Relé de sobrecarga bimetalico 3RU</p>	
Código (MLFB)	Tamaño Constructivo	Regulación (A)		Para Contactores Serie SIRIUS			
Relés de sobrecarga bimetalicos 3RU							
100015508	3RU1116-0C80	S00	0.18	0.25	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015509	3RU1116-0D80	S00	0.22	0.32	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015510	3RU1116-0E80	S00	0.28	0.4	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015511	3RU1116-0F80	S00	0.35	0.5	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015512	3RU1116-0G80	S00	0.45	0.63	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015513	3RU1116-0H80	S00	0.55	0.8	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015514	3RU1116-0J80	S00	0.7	1	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015515	3RU1116-0K80	S00	0.9	1.25	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015516	3RU1116-1A80	S00	1.1	1.6	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015517	3RU1116-1B80	S00	1.4	2	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015518	3RU1116-1C80	S00	1.8	2.5	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015519	3RU1116-1D80	S00	2.2	3.2	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100016071	3RU1116-1E80	S00	2.8	4	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015521	3RU1116-1F80	S00	3.5	5	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015522	3RU1116-1G80	S00	4.5	6.3	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015524	3RU1116-1H80	S00	5.5	8	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015526	3RU1116-1J80	S00	7	10	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015527	3RU1116-1K80	S00	9	12	3RT1015 / 1016 / 1017	173	
100015528	3RU1126-1C80	S0	1.8	2.5	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015530	3RU1126-1D80	S0	2.2	3.2	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100016072	3RU1126-1E80	S0	2.8	4	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015285	3RU1126-1F80	S0	3.5	5	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015287	3RU1126-1G80	S0	4.5	6.3	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015289	3RU1126-1H80	S0	5.5	8	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015291	3RU1126-1J80	S0	7	10	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015293	3RU1126-1K80	S0	9	12.5	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015295	3RU1126-4A80	S0	11	16	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015297	3RU1126-4B80	S0	14	20	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015299	3RU1126-4C80	S0	17	22	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015301	3RU1126-4D80	S0	20	25	3RT1023 / 1024 / 1025 / 1026	183	
100015303	3RU1136-1H80	S2	5.5	8	3RT1034 / 1035 / 1036	200	
100015304	3RU1136-1J80	S2	7	10	3RT1034 / 1035 / 1036	200	
100015305	3RU1136-1K80	S2	9	12	3RT1034 / 1035 / 1036	200	
100015307	3RU1136-4A80	S2	11	16	3RT1034 / 1035 / 1036	200	
100015309	3RU1136-4B80	S2	14	20	3RT1034 / 1035 / 1036	200	
100015311	3RU1136-4D80	S2	18	25	3RT1034 / 1035 / 1036	200	
100015313	3RU1136-4E80	S2	22	32	3RT1034 / 1035 / 1036	302	
100015315	3RU1136-4F80	S2	28	40	3RT1034 / 1035 / 1036	302	
100015317	3RU1136-4G80	S2	36	45	3RT1034 / 1035 / 1036	319	
100015318	3RU1136-4H80	S2	40	50	3RT1034 / 1035 / 1036	350	
100015321	3RU1146-4D80	S3	18	25	3RT1044 / 1045 / 1046	291	
100015322	3RU1146-4E80	S3	22	32	3RT1044 / 1045 / 1046	311	
100015323	3RU1146-4F80	S3	28	40	3RT1044 / 1045 / 1046	311	
100015325	3RU1146-4H80	S3	36	50	3RT1044 / 1045 / 1046	367	
100015327	3RU1146-4J80	S3	45	63	3RT1044 / 1045 / 1046	381	
100015329	3RU1146-4K80	S3	57	75	3RT1044 / 1045 / 1046	375	
100015331	3RU1146-4L80	S3	70	90	3RT1044 / 1045 / 1046	440	
100015333	3RU1146-4M80	S3	80	100	3RT1044 / 1045 / 1046	555	

Fuente: CATÁLOGO DE PRECIOS SIEMENS 2017

Tabla 51: Precio nacional de pulsadores siemens

APARATOS DE MANDO Y SEÑALIZACIÓN SIRIUS SIGNUM METALLIC - LED 3SB3

2017

No. Almacén SPIRIDON	Descripción			Precio Lista Unit. S/.		
						
	Pulsador	Pulsador hongo	Selector O-I + llave	Lámpara	Pulsador luminoso	Selector
Código (MLFB)	Descripción			Tensión		
Pulsadores¹⁾						
Incluyen pulsador, soporte para fijación posterior y contactos						
100014644	3SB3602-0AA11	Pulsador negro + 1NA.		56		
100014652	3SB3603-0AA21	Pulsador rojo + 1NC.		56		
100014647	3SB3602-0AA41	Pulsador verde + 1NA.		56		
100014882	3SB3500-1HA20	Pulsador rojo de hongo 40 mm (ver nota 2).		104		
Pulsadores luminosos¹⁾						
Incluyen pulsador con casquete, soporte para fijación posterior y contactos						
100014672	3SB3646-0AA21	Rojo con led.	24 VAC/VDC + 1NC	92		
100014680	3SB3650-0AA21	Rojo con led.	110 VAC + 1NC	106		
100014689	3SB3654-0AA21	Rojo con led.	230 VAC + 1NC	134		
100014668	3SB3645-0AA31	Amarillo con led.	24 VAC/VDC + 1NA	94		
100014690	3SB3657-0AA31	Amarillo con led.	110 VAC + 1NA	106		
100014686	3SB3653-0AA31	Amarillo con led.	230 VAC + 1NA	134		
100014669	3SB3645-0AA41	Verde con led.	24 VAC/VDC + 1NA	92		
100014691	3SB3657-0AA41	Verde con led.	110 VAC + 1NA	106		
100014687	3SB3653-0AA41	Verde con led.	230 VAC + 1NA	134		

Fuente: CATÁLOGO DE PRECIOS SIEMENS 2017

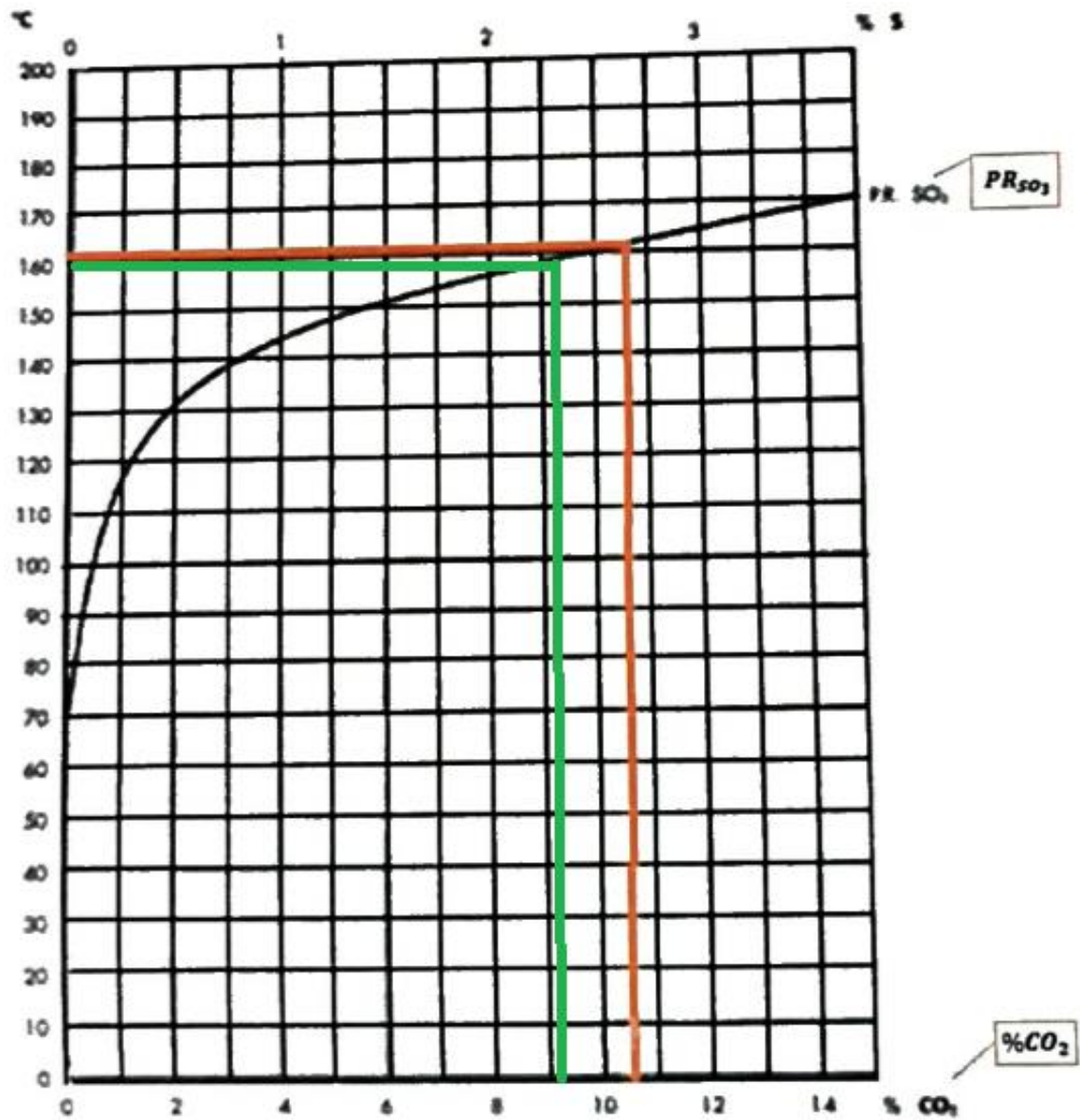
Tabla 52: Lista de precios en implementación eléctrica

IMPLEMENTACIÓN ELÉCTRICA			
DESCRIPCIÓN	COSTO UNID.	UNID.	COSTO TOTAL
Conductor THW – 90, AWG 6 / 100m	S/. 450.00	2	\$ 275.2294
Contactores 3RT1044-TAN20	S/. 643.00	3	\$ 589.9083
Relé Bimetálico 3RU1146-4MB0	S/. 555.00	1	\$ 169.7248
Pulsadores 3SB3653-0AA41/3SB3654-0AA21	S/. 134.00	2	\$ 81.9572

Fuente: Elaboración Propia

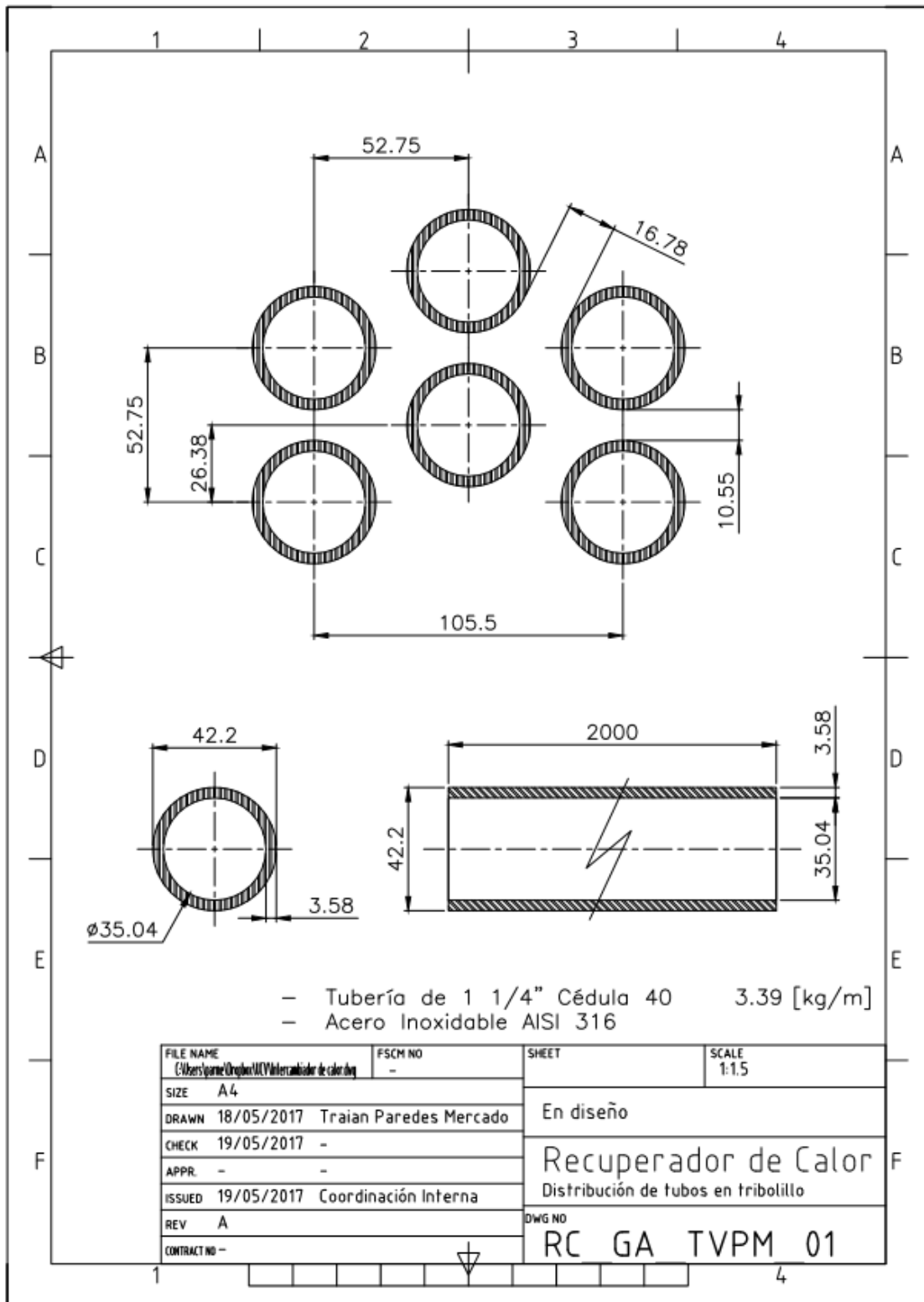
Hoja de imágenes

Imagen 21: Temperatura de rocío del CO₂



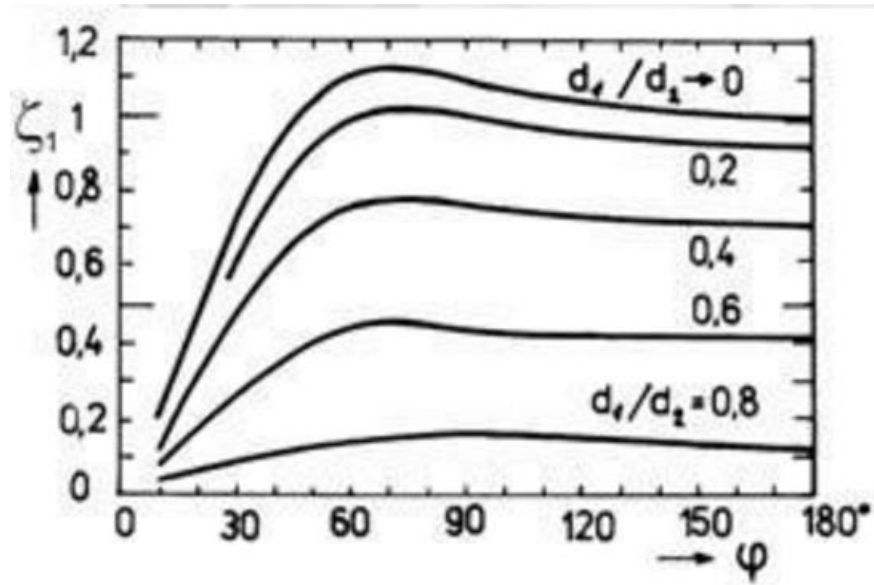
Fuente: Cesar Bringas 2013

Imagen 22: Distribución de tubos en tribolillo o escalonado



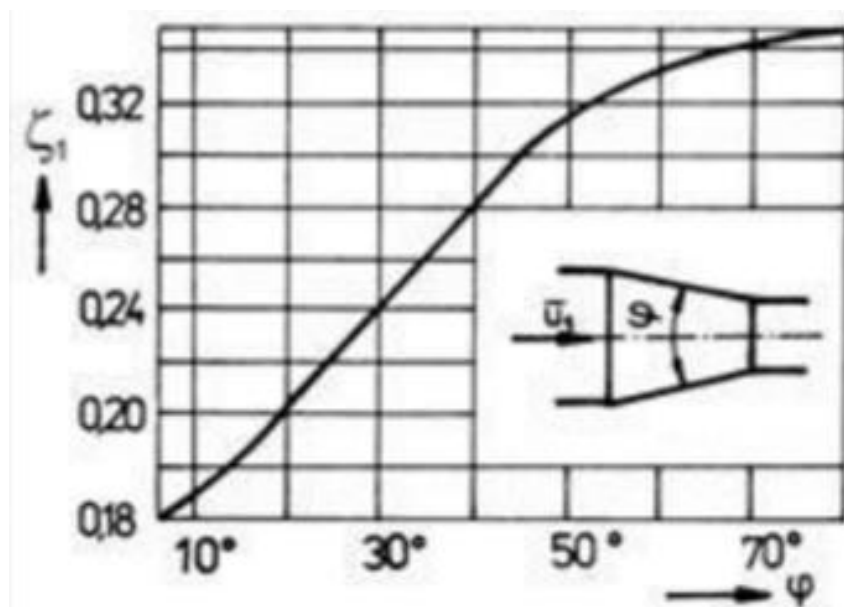
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 23: Coeficiente de pérdida local por expansión gradual



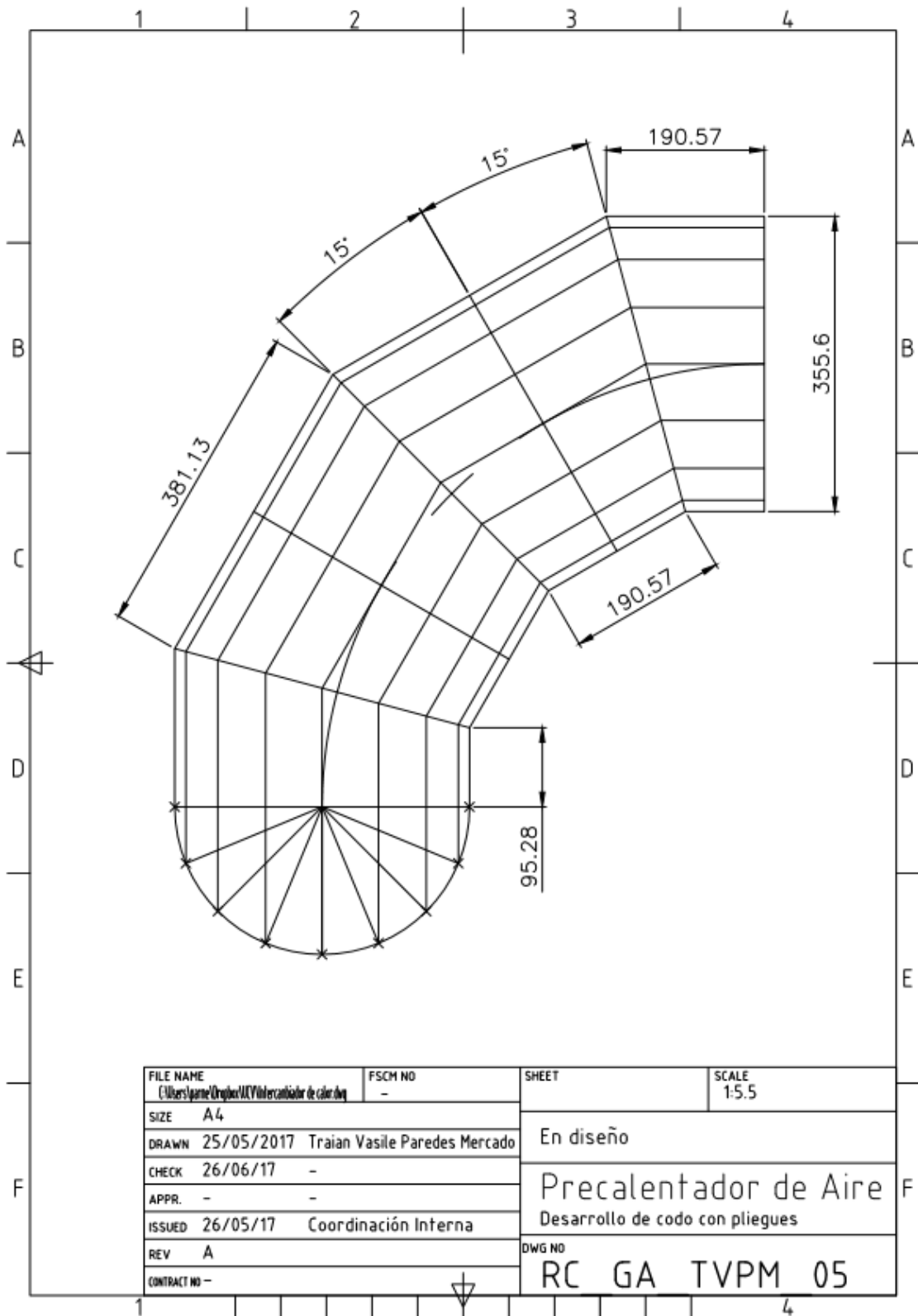
Fuente: FLOW IN PIPES, PIPE NETWORKS

Imagen 24: Coeficiente de pérdida local por contracción gradual



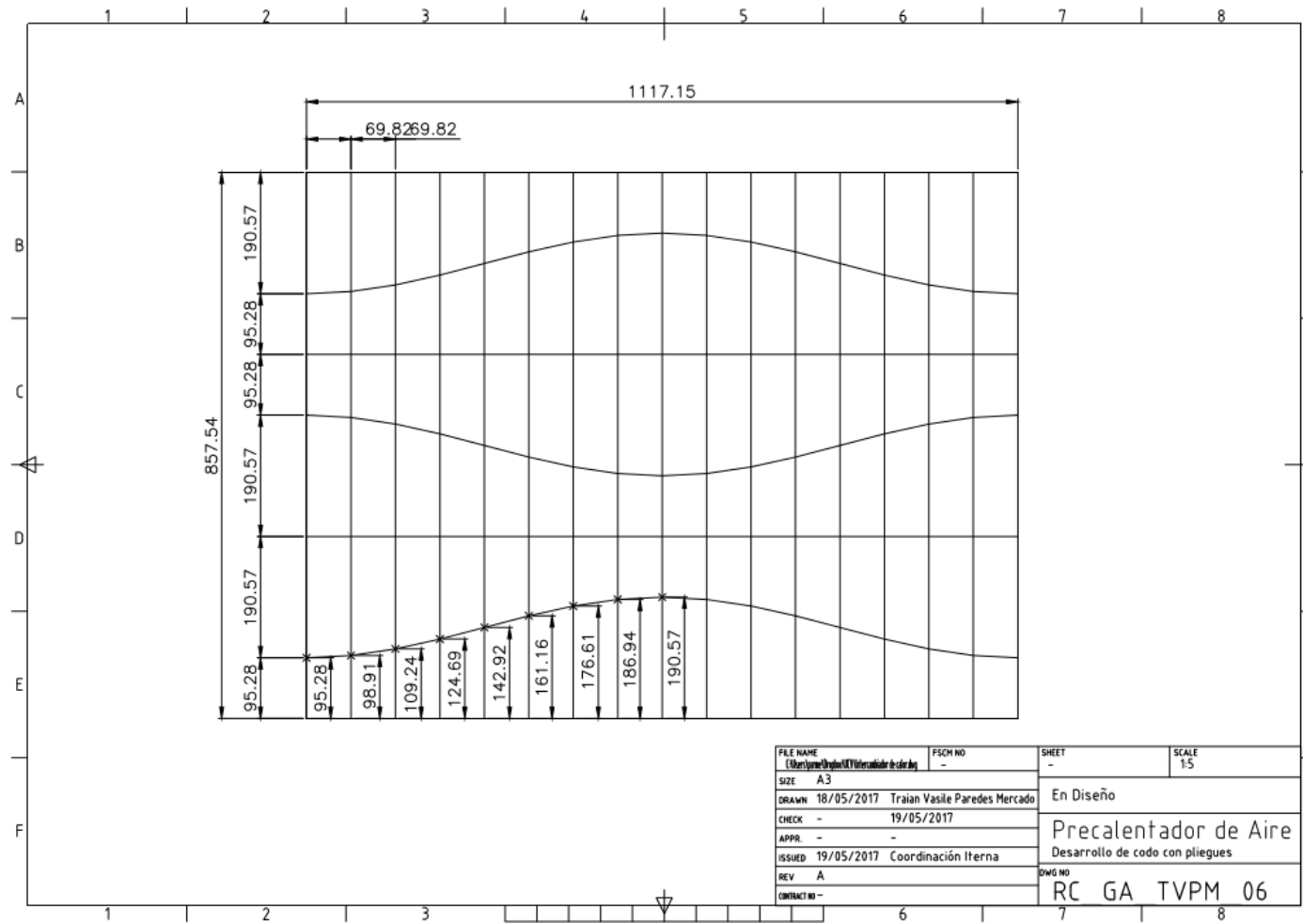
Fuente: FLOW IN PIPES, PIPE NETWORKS

Imagen 25: Codo 90° con pliegues



Fuente: Elaboración Propia

Imagen 26: Desarrollo de codo 90° con pliegues



Fuente: Elaboració

Imagen 27: Ficha técnica Supercito pro

SMAW

Aceros al Carbono y Baja Aleación



SUPERCITO PRO

Electrodo revestido de tipo básico, para ser aplicado con corriente continua polaridad al positivo (75 OCV, mín). Debido al polvo de hierro tiene alto ratio de deposición, además de presentar un arco suave con bajo nivel de salpicaduras. La punta del electrodo está grafitado, lo que favorece un encendido mucho más rápido del arco. El depósito de soldadura presenta alta tenacidad a bajas temperaturas (Hasta -45°C).

Clasificación	
AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1	E7018-1

Análisis Químico de Metal Depositado (valores típicos) [%]

C	Mn	Si	P	S	Mo	Ni	Cr	Cu	Otros
0,06	1,00	0,45 1,20	máx. 0,020	máx. 0,020	-	0,12	0,02	0,025	-

Propiedades Mecánicas del Metal Depositado

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción [MPa (psi)]	Límite de Fluencia [MPa (psi)]	Elongación en 2" [%]	Energía Absorbida [J] ISO-V [°C (°F)]
Sin tratamiento	490 - 550 (71 050 - 79 750)	400 - 497 (58 000 - 72 065)	22 - 34	mín. 70 J [-45°C (-50°F)]

Conservación del Producto
<ul style="list-style-type: none"> Mantener en un lugar seco y evitar humedad. Almacenamiento en horno: 125 a 150°C. Resecado de 400°C a 450°C por 2 horas.



Parámetros de Soldeo Recomendados

Para corriente continua (DC): Electrodo al positivo DCEP							
Diámetro	[mm]	1,60	2,50	3,25	4,00	5,00	6,30
	[pulgadas]	1/16	3/32	1/8	5/32	3/16	1/4
Amperaje mínimo		-	60	90	110	-	-
Amperaje máximo		-	85	150	210	-	-

Aplicaciones

- El Supercito Pro se emplea para estructuras, tuberías y recipientes a presión, donde los requerimientos de impacto son altos y están sometidos a bajas temperaturas de servicio.
- Para aceros al carbono del tipo: ASTM A36, ASTM A572 Gr 50, ASTM A57

Imagen 28: Ficha técnica TIGFIL 316LG-5

GTAW

Aceros Inoxidables

SOLDEXA

TIGFIL 316LG-5

Alambre tubular de acero inoxidable para soldadura TIG utilizado en la primera capa de unión a tope. Una buena sanidad del cordón se puede obtener sin necesidad de respaldo. Este tipo de alambre también puede ser utilizado para múltiples capas de soldadura.

Clasificación

AWS A5.22 / ASME SFA-5.22	R316LT1-5
---------------------------	-----------

Análisis Químico de Metal Depositado (valores típicos*) [%]

C	Mn	Si	P	S	Mo	Ni	Cr	Cu	Fe
0.027	1.35	0.52	0.023	0.007	2.30	12.5	18.56	-	-

Propiedades Mecánicas del Metal Depositado

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción [MPa (psi)]	Límite de Fluencia [MPa (psi)]	Elongación en 2" [%]	Energía Absorbida ISO-V (20°C) [J]
Sin tratamiento	485 (70343)	310 (44961)	30	-

Conservación del Producto

- Mantener en un lugar seco y evitar humedad.
- No requiere almacenamiento bajo horno.

Posiciones de Soldadura

P, H, SC, Vd.



Parámetros de Soldeo Recomendados

Díámetro [mm (pulg.)]	2,2mm(0.09")
Polaridad	DCEN
Gas protector	100% Argon

Parámetros de Soldeo Recomendados para los siguientes espesores de placa:

Espesores de placa [mm]	Abertura de raíz [mm]	Amperaje [A]
2-4	2.0	80-90
5-9	2.5	90-105
>10	3.0	90-110

Aplicaciones

- Para la soldadura de unión de aceros inoxidables del tipo AISI 316 y 316L.
- Seguir las recomendaciones anteriormente mencionadas para un mejor desempeño del producto.
- Produce una escoria para proteger el reverso de la pasada de raíz de la oxidación por la atmósfera por lo cual necesita de una posterior limpieza.

Imagen 29: Ficha técnica TIGFIL 2010Mo

GTAW

Acero Inoxidable

SOLDEXA

TIGFIL 2010Mo

(Antes EXSATIG 2010Mo)

Varilla sólida para el proceso TIG (GTAW) cuyo depósito es un acero inoxidable austeno ferrítico de bajo contenido de carbono (0,03%), ideal para unir aceros inoxidables del tipo AISI 316L o de similar composición. Sus depósitos tienen una excelente resistencia mecánica y resistencia a la corrosión hasta temperaturas por debajo de 400°C.

Clasificación	
AWS A5.9 / ASME SFA-5.9	ER316L

Análisis Químico de Metal Depositado (valores típicos*) [%]

C	Mn	Si	P	S	Mo	Ni	Cr	Cu	Otros
máx. 0,03	1,00 2,50	0,30 0,65	máx. 0,020	máx. 0,020	2,00 3,00	11,00 14,00	18,00 20,00	-	-

Propiedades Mecánicas del Metal Depositado

Tratamiento Térmico	Resistencia a la Tracción [MPa (psi)]	Límite de Fluencia [MPa (psi)]	Elongación en 2" [%]	Energía Absorbida ISO-V (-60°C) [J]
Sin tratamiento	585 (84 825)	430 (62 350)	> 35	125

Conservación del Producto
<ul style="list-style-type: none"> Mantener en un lugar seco y evitar humedad. No requiere almacenamiento bajo horno.

Posiciones de Soldadura
P, H, Va, Sc.

Parámetros de Soldeo Recomendados

Diámetro [mm (pulg.)]	2,50 (3/32")	3,25 (1/8")
Polaridad	Corriente continua electrodo al negativo (DCEN)	
Gas protector	100% Ar	
Amperaje (A)	20 - 150	30 - 250
Voltaje (V)	9 - 15	10 - 20
Stick out (mm)	-	-
Flujo de Gas (l/min)	5 - 15	5 - 15

Aplicaciones

- Se usa para los aceros inoxidables estabilizados o no estabilizados de la familia Cr/Ni/Mo:
 - AISI 316, 316L
 - DIN: X5 CrNiMo 17 12 2; X2 CrNiMo 17 13 2; X2 CrNiMo 18 14 3
 - X5 CrNiMo 17 13 3
 - X6 CrNiMoTi 17 12 2; X10 CrNiMoTi 18 12
 - X10 CrNiMoNb 18 10; X10 CrNiMoNb 18 12

Imagen 30: Perfil H para columnas y vigas

PERFIL H AMERICANO DE ALA ANCHA - WF ASTM A 6/A 6M - 07																														
Designación	Altura		Ala		Distancia					Área mm ²	Peso		Superficie		Eje Y-Y		Eje Y-Y		Mód. plástico		Inercia Tors. mm ⁴									
	h	t _w	b	t _f	r	h ₁	d	P _{mín}	P _{máx}		kg/m	lbs/ft	A _x	A _y	L _y	W _{pl,y}	L _x	W _{pl,x}	I _y	I _x										
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²	mm ²	mm ²	mm ²	mm ³	mm ³	mm ³	mm ³	mm ⁴	mm ⁴										
W 4 x 13	106	7.1	103	8.8	6	88.4	76.4	-	-	24.7	19.3	13	0.599	30.902	476	89.79	4.39	161	31.19	2.55	103.3	47.9	6.52							
W 5 x 16	127	6.1	127	9.1	8	108.8	92.8	60	70	30.3	23.8	16	0.736	30.946	886	139.50	5.41	311	48.98	3.20	157.2	74.7	8.10							
W 5 x 19	131	6.9	128	10.9	8	109.2	93.2	62	70	36.0	28.1	19	0.746	26.423	1.099	167.70	5.53	381	59.60	3.26	190.9	90.9	13.33							
W 6 x 9	150	4.3	100	5.5	6	139	127	-	-	17.3	13.5	9	0.681	50.193	686	91.40	6.29	92	18.36	2.30	102.4	28.3	1.74							
W 6 x 12	153	5.8	102	7.1	6	138.4	126.4	-	-	22.8	18.0	12	0.692	38.596	916	122.10	6.33	126	25.37	2.36	138.6	39.3	3.86							
W 6 x 16	160	6.6	102	10.3	6	139.4	127.4	-	-	30.5	24.0	16	0.704	29.404	1.342	167.80	6.63	183	35.80	2.45	191.5	55.2	9.35							
W 6 x 15	152	5.8	152	6.6	6	138.8	126.8	70	82	28.4	22.5	15	0.890	39.893	1.206	158.60	6.51	387	50.87	3.68	176.1	77.6	4.34							
W 6 x 20	157	6.6	153	9.3	6	138.4	126.4	72	84	37.9	29.8	20	0.902	30.333	1.714	218.40	6.73	556	72.62	3.83	243.9	110.5	10.16							
W 6 x 25	162	8.1	154	11.6	6	138.8	126.8	74	84	47.3	37.1	25	0.913	24.613	2.220	274.10	6.85	707	91.79	3.86	309.9	140.0	19.51							

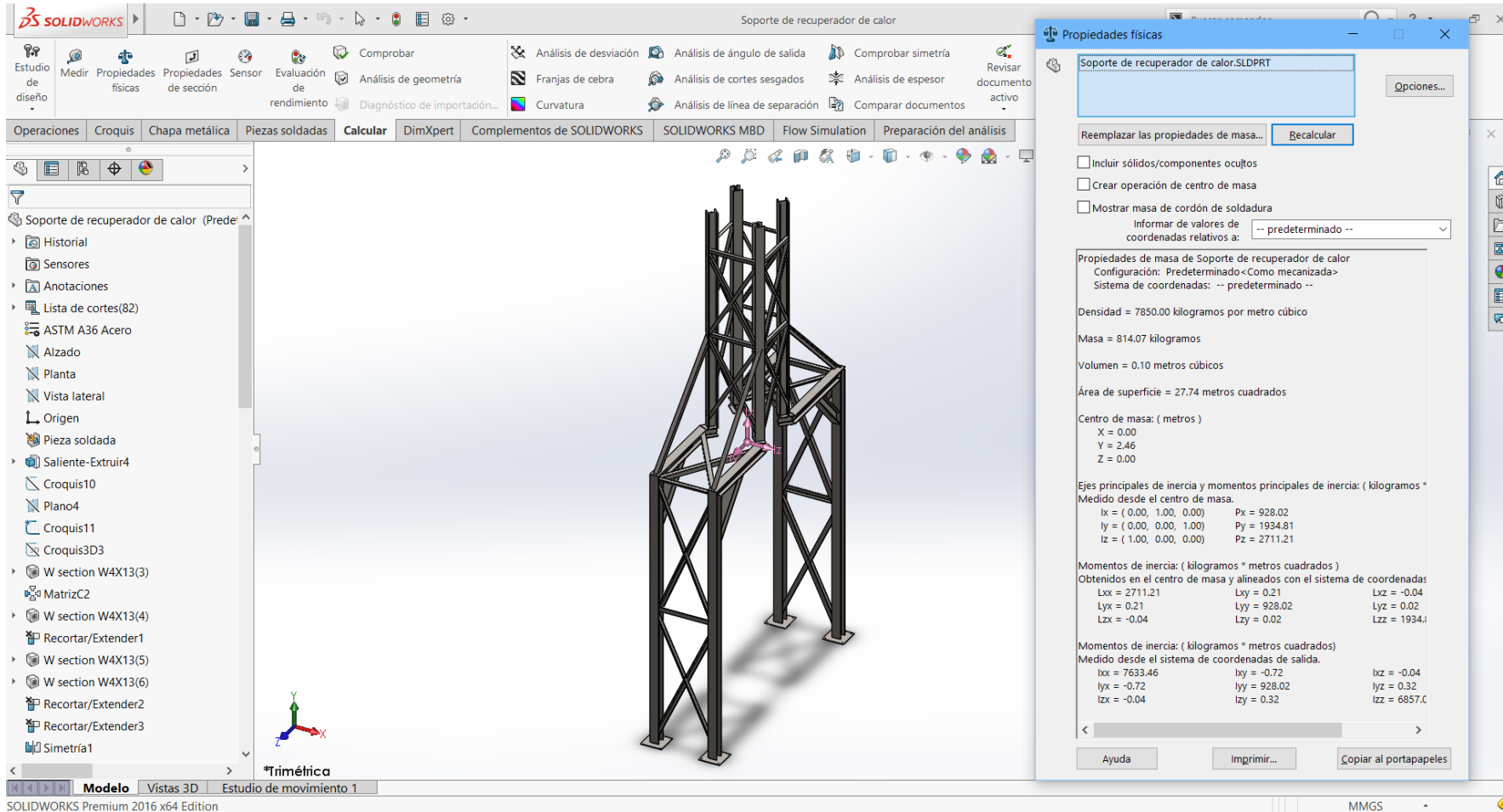
Fuente: ACEROS DIACOS

Imagen 31: Longitud efectiva de columna

Columna articulada-articulada	Columna empotrada-articulada	Columna empotrada-empotrada	Columna empotrada-libre
$L_e = L$	$L_e = 0.699L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 2L$
$K = 1$	$K = 0.699$	$K = 0.5$	$K = 2$

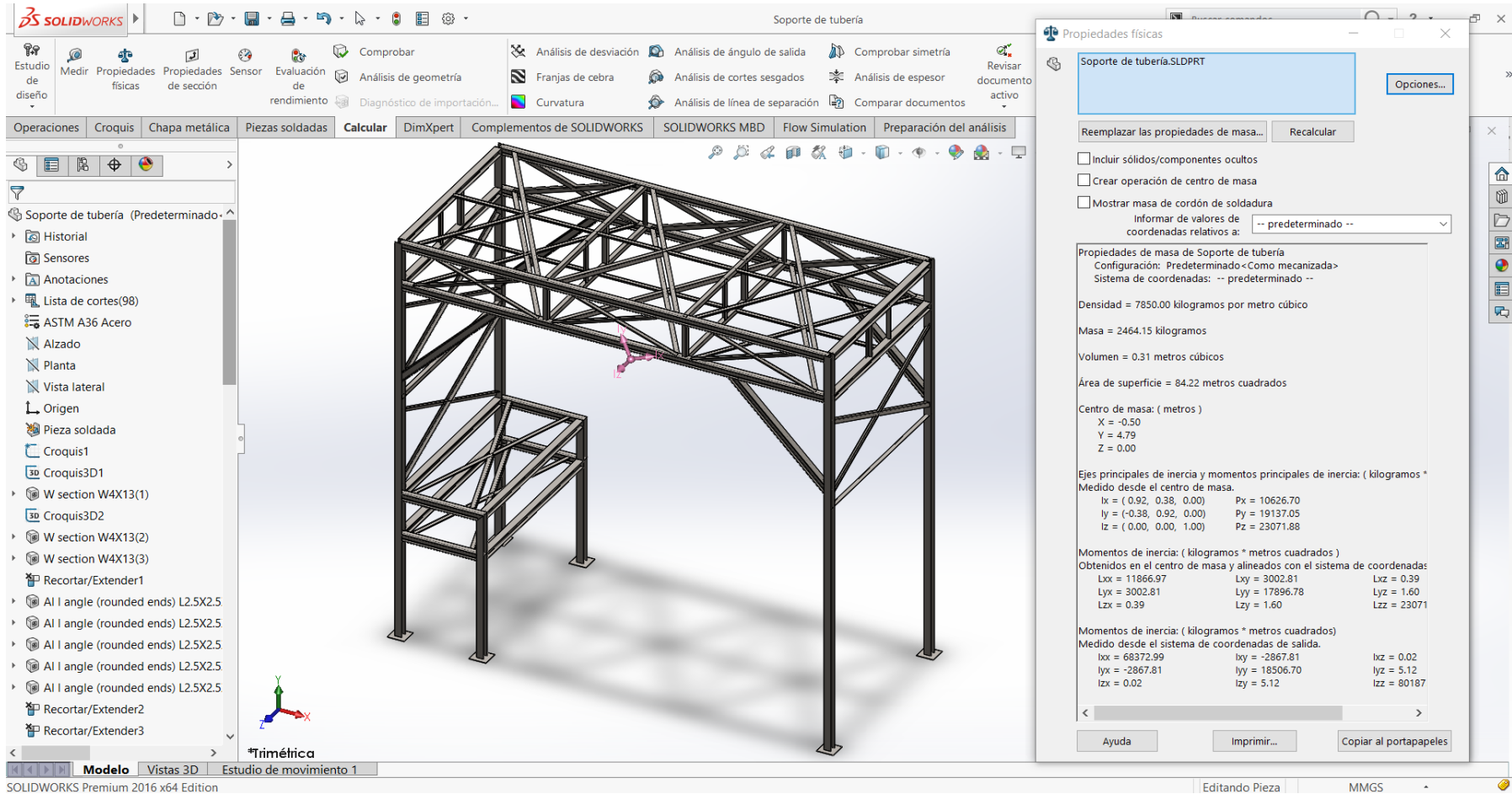
Fuente: FARJE EPIQUIEN, 2013

Imagen 32: Peso total de miembros estructurales en soporte de Precalentador de aire.



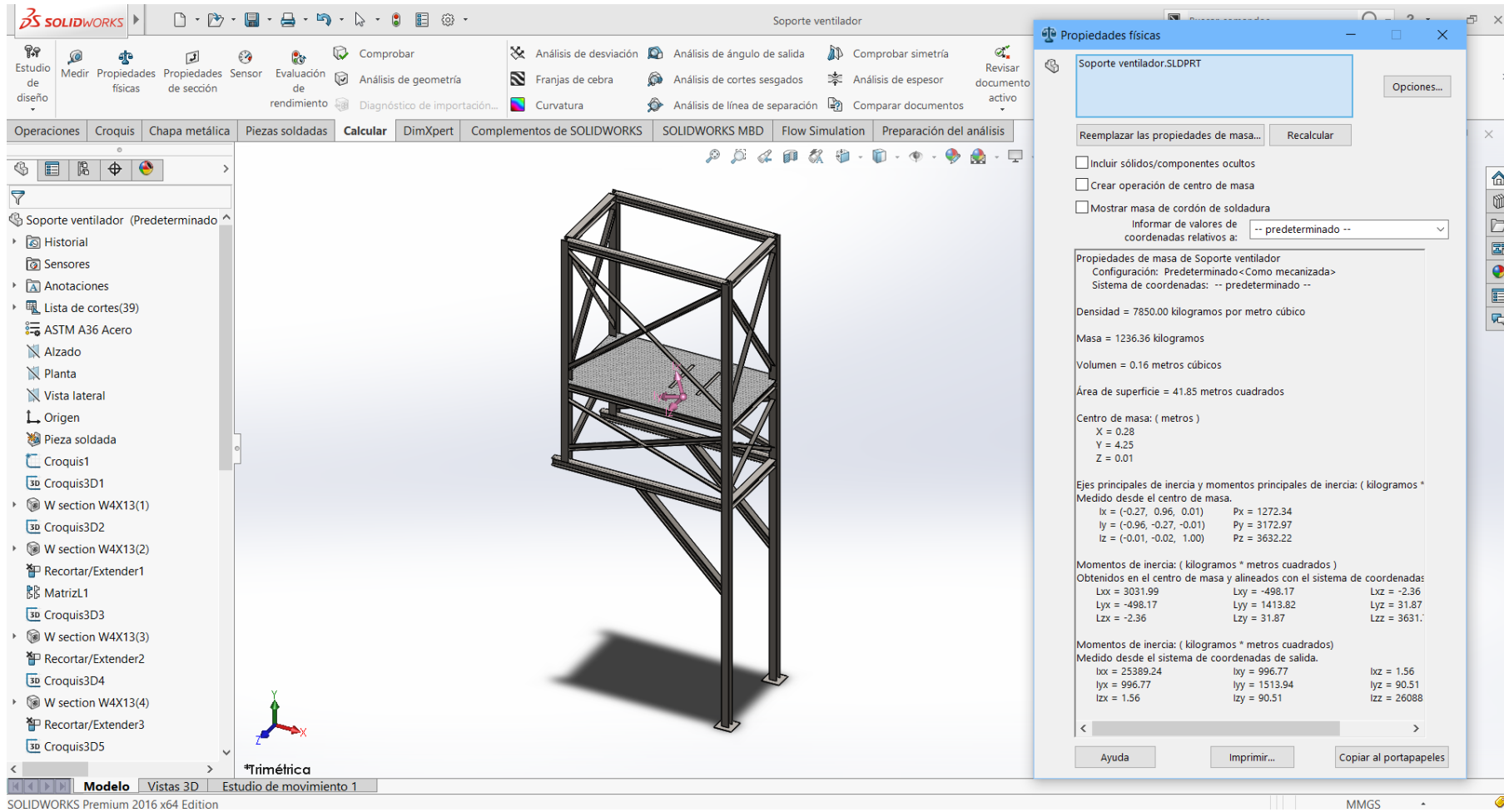
Fuente: Elaboración Propia.

Imagen 33: Peso total de miembros estructurales en soporte de tubería de aire precalentado



Fuente: Elaboración Propia.

Imagen 34: Peso total de miembros estructurales en soporte de ventilador centrífugo



Fuente: Elaboración Propia.

Imagen 35: Conexión de ventilador con Precalentador de aire

The image shows a SolidWorks interface with a 3D model of a curved pipe. The pipe is dark grey and has a flange at the bottom. The software interface includes a top menu bar, a ribbon with various toolbars, and a left-hand tree view showing the model's structure. A dialog box titled 'Propiedades físicas' (Physical Properties) is open on the right, displaying the following data:

Propiedades físicas
ventilador_sodeca_cas-s-971-2t-30_lg270.SLDPRT [Opciones...]

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos
 Crear operación de centro de masa
 Mostrar masa de cordón de soldadura
 Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de ventilador_sodeca_cas-s-971-2t-30_lg270
 Configuración: Default
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 7850.00 kilogramos por metro cúbico
 Masa = 131.34 kilogramos
 Volumen = 0.02 metros cúbicos
 Área de superficie = 7.36 metros cuadrados

Centro de masa: (metros)
 X = -1.00
 Y = 1.04
 Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (-0.11, 0.99, 0.00) Px = 4.67
 Iy = (-0.99, -0.11, 0.00) Py = 137.16
 Iz = (0.00, 0.00, 1.00) Pz = 138.50

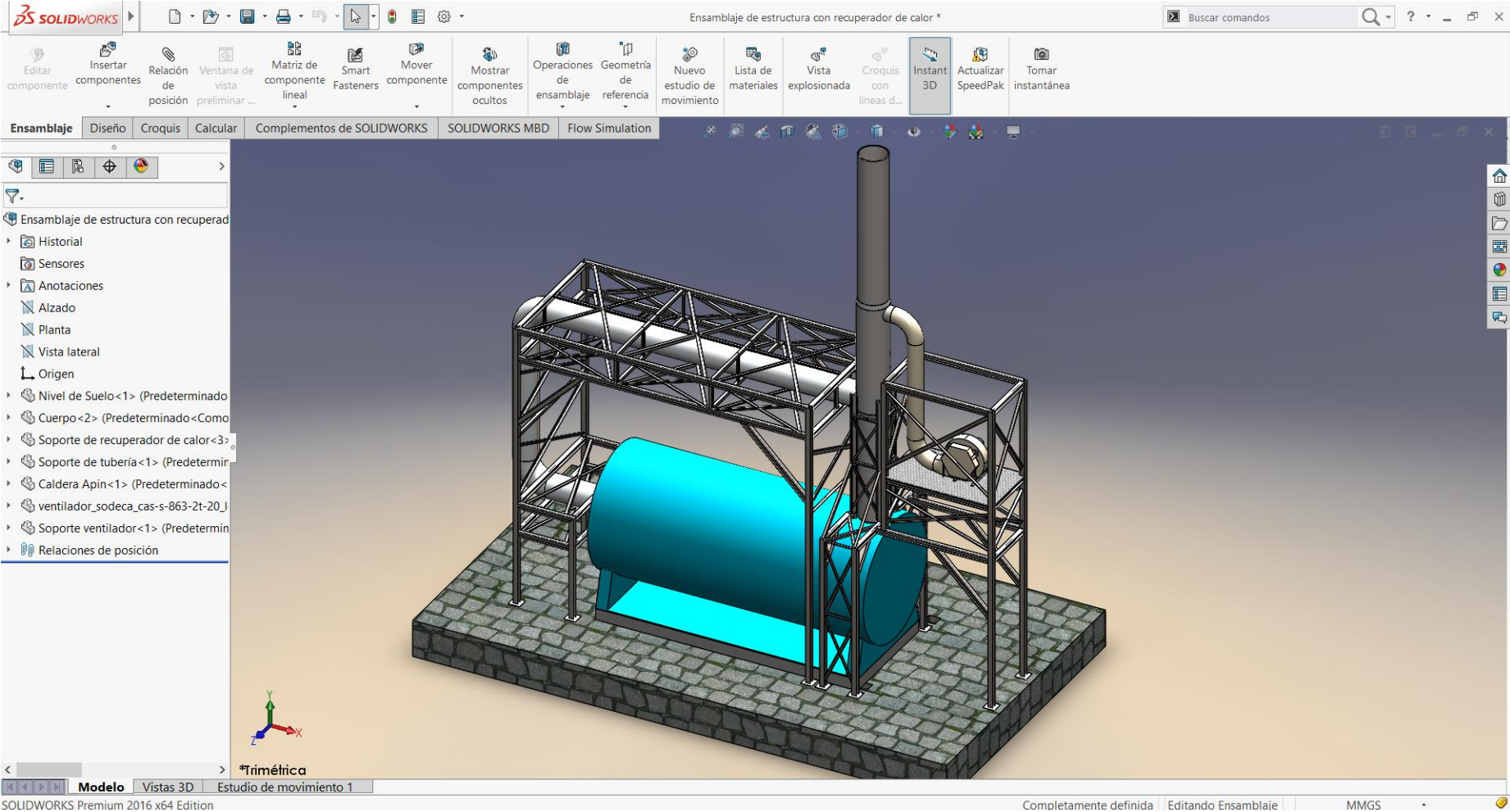
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
 Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas
 Lxx = 135.61 Lxy = -14.22 Lxz = 0.00
 Lyx = -14.22 Lyy = 6.22 Lyz = 0.00
 Lzx = 0.00 Lzy = 0.00 Lzz = 138.51

Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)
 Medido desde el sistema de coordenadas de salida.
 Ixx = 278.97 Ixy = -151.71 Ixz = 0.00
 Iyx = -151.71 Iyy = 138.09 Iyz = 0.00
 Izx = 0.00 Izy = 0.00 Izz = 413.72

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

Fuente: Elaboración Propia.

Imagen 36: Representación 3d de instalación de recuperación de calor en chimenea



Fuente: Elaboración Propia

Imagen 37: Ficha técnica de ángulos estructurales

Ángulos Estructurales

CALIDAD: ASTM A36

DENOMINACIÓN:
L A36.

DESCRIPCIÓN:
Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:
En la fabricación de estructuras de acero para plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se utiliza para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Sistema Inglés:- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M
- Tolerancias Dimensionales: ASTM A6 / A6M
- Sistema Métrico:- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M
- Tolerancias Dimensionales: ISO 657 / V

PRESENTACIÓN:
Se produce en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetes de 2 TM, los cuales están formados por paquetes de 1 TM c/u.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia mínimo = 2,530 Kg/cm².
- Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 Kg/cm² (*).
- Alargamiento en 200 mm
- 2,0 mm, 2,5 mm, 3,0 mm, 1/8", 3/32", 4,5 mm y 3/16" = 15,0% mínimo.
- 6,0 mm = 17,0% mínimo.
- 1/4" = 17,5% mínimo.
- 5/16", 3/8" y 1/2" = 20,0% mínimo.
- (*) Para los espesores de 2,0 mm a 2,5 mm, la resistencia a la tracción mínima es de 3,500 kg/cm².
- Soldabilidad = Buena.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES:

SISTEMA INGLÉS

DIMENSIONES (pulg)	PESO NOMINAL		
	Lb/pie	Kg/m	Kg/6m
1 1/8 x 1 1/8 x 3/32	0.929	1.382	8.292
1 1/8 x 1 1/8 x 1/8	1.230	1.830	10.983
1 1/8 x 1 1/8 x 3/16	1.800	2.679	16.072
1 1/8 x 1 1/8 x 1/4	2.340	3.482	20.894
2 x 2 x 1/8	1.650	2.455	14.733
2 x 2 x 3/16	2.440	3.631	21.787
2 x 2 x 1/4	3.190	4.747	28.483
2 x 2 x 5/16	3.920	5.834	35.002
2 x 2 x 3/8	4.700	6.994	41.966
2 1/8 x 2 1/8 x 3/16	3.070	4.569	27.412
2 1/8 x 2 1/8 x 1/4	4.100	6.101	36.609
2 1/8 x 2 1/8 x 5/16	5.000	7.441	44.645
2 1/8 x 2 1/8 x 3/8	5.900	8.780	52.681
3 x 3 x 1/4	4.900	7.292	43.752
3 x 3 x 5/16	6.100	9.078	54.467
3 x 3 x 3/8	7.200	10.715	64.289
3 x 3 x 1/2	9.400	13.989	83.932
4 x 4 x 1/4	6.600	9.822	58.932
4 x 4 x 5/16	8.200	12.203	73.218
4 x 4 x 3/8	9.800	14.584	87.504
4 x 4 x 1/2	12.800	19.048	114.288

SISTEMA MÉTRICO

DIMENSIONES (mm)	PESO ESTIMADO	
	Kg/m	Kg/6m
20 x 20 x 2.0	0.597	3.582
20 x 20 x 2.5	0.736	4.416
20 x 20 x 3.0	0.871	5.226
25 x 25 x 2.0	0.754	4.524
25 x 25 x 2.5	0.932	5.592
25 x 25 x 3.0	1.107	6.642
25 x 25 x 4.5	1.607	9.642
25 x 25 x 5.0	1.766	10.596
25 x 25 x 6.0	2.072	12.432
30 x 30 x 2.0	0.911	5.466
30 x 30 x 2.5	1.128	6.768
30 x 30 x 3.0	1.342	8.052
30 x 30 x 4.5	1.961	11.766
30 x 30 x 5.5	2.353	14.118
30 x 30 x 6.0	2.543	15.258
38 x 38 x 2.0	1.162	6.972

Los productos a partir de 1 1/2" se fabrican bajo la Norma Técnica ASTM A36/A572- G50

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN CUCHARA (%):

NORMA	%C máx	%Si máx	%P máx	%S máx
ASTM A36/A36M	0.26	0.40	0.04	0.05

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA:

Sistema Inglés

NORMA TÉCNICA	DIMENS. NOMINAL	LONG. DE ALA (L-mm)	DIFER. ENTRE ALAS (ΔL-mm) (†)	ESPESOR (e - mm)			DESV. MÁX. DE RECTITUD (f - mm/m)	LONG. (l - mm)
				e±3/16"	3/16"±e±3/8"	e±3/8"		
ASTM A6/A6M	1 1/4, 1 1/2, 1 3/4 y 2"	±1.19	1.78	±0.25	±0.25	±0.30	4.16	+50
	2 1/2"	±1.58	1.90	±0.30	±0.38	±0.38		-0
	3"	+3.17	2.77	(‡)	(‡)	(‡)	2.08	
	3 1/2"	-2.38						

(†) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/L-1.5".
(‡) El peso métrico no deberá variar más de +3.0%/ -2.5% del peso nominal.

SISTEMA MÉTRICO

CARACTERÍSTICA DE CALIDAD	LONGITUD DE ALA(L) L hasta 50 mm Inclusive	ESPESOR DE ALA(E) L hasta 50 mm Inclusive	DIFERENCIA ENTRE ALAS (Δ) L hasta 50 mm Inclusive	LONGITUD DE BARRA(l) l hasta 12 m Inclusive	DESVIACIÓN MÁXIMA DE RECTITUD (f) (‡)	FUERZA DE ESCUADRA (L) l hasta 50 mm Inclusive
NORMA TÉCNICA ISO 657/V	+/- 1.00 mm	+/- 0.50 mm	1.5 mm	0 / + 50 mm	4.0 mm/m máx.	1 mm máx.

(*) No incluye puntas dobladas.

IDENTIFICACIÓN:
Los ángulos son identificados con marcas estampadas que indican el fabricante, las dimensiones nominales y la Norma, según los siguientes esquemas:

En el caso de ángulos de 4" x 4" el esquema de identificación del perfil será el siguiente:

QCQA01-F103 / 01 / NOV 15

Fuente: Catálogo de Aceros Arequipa

Imagen 38: Ficha fibra de vidrio Aislanglass 50mm

Lana de fibra vidrio Aislanglass

SKU 116390-6 [f](#) [t](#) [p](#)



Precio corresponde a tienda: SODIMAC SAN MIGUEL.
El precio puede cambiar al modificar la ciudad de despacho o retiro.

 S/ **89.90** C/U


Cantidad

1


[Agregar al carro](#) 

[Agregar a mi lista](#)


REVISAR LA DISPONIBILIDAD DE ESTE PRODUCTO AQUÍ:

 Despacho a domicilio

[Ver opciones](#)

 Retiro en tienda

[Ver opciones](#)

 Disponibilidad en tiendas

[Ver tiendas](#)

CARACTERÍSTICAS

Atributo	Detalle
Características	Aislante térmico y acústico para tabiquería.
Marca	Aislanglass
Unidades	1 paquete
Medidas	1.2 x 12 m
Rendimiento	14.4 m ²
Espesor	50 mm
Material	Fibra de vidrio
Uso	Este aislante térmico y absorbente acústico se usa principalmente en construcción de viviendas, edificios, bodegas e industrias. En industrias se utiliza además para aislar cañerías, calderas y espacios que por sus requerimientos específicos necesitan temperaturas adecuadas para su óptimo funcionamiento. Se aplica en superficies tales como cielos, muros o pisos en forma continua y sin uniones.
Recomendaciones	No alérgica. Volumen inalterable a través del tiempo. Libre de todo tipo de olores y resinas. Resistente al moho y la pudrición. No absorbe humedad.
Categoría	Techumbre y tabiquería

Fuente: Sodimac

Imagen 39: Ficha fibra de vidrio Aislanglass 80mm

Lana de vidrio R188 1 cara 80mm 1,2x9,6 1 rollo Aislanglass

SKU 74491-3 [f](#) [t](#) [@](#)



! Precio corresponde a tienda:
Sodimac Homecenter El Belloto.
El precio puede cambiar al modificar la ciudad de despacho o retiro.



US\$ **62.98** C/U

Acumulas: 279 CMR Puntos

Cantidad

1

Agregar al carro

[Agregar a mi lista](#)

Activar compra en 1 click

Calcula el valor de tu cuota CMR

Costo Total Crédito: US\$ 62.98

CAE: 0.00%

N° de cuotas

1

Valor cuotas

US\$ 62.98

MÉTODOS DE ENVÍO Y RETIRO



Despacho a domicilio

[Ver opciones](#)



Retiro en tienda

[Ver opciones](#)



Disponibilidad en tiendas

No Disponible

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

El **Aislanglass lana de vidrio Papel 1 cara Aislantes Volcán** es un buena elección entre las disponibles en el mercado de accesorios para **tabiquería, techumbre y aislamiento**. Fue fabricado con un proceso moderno, en el cual se utiliza la arena y se mezcla con minerales. Luego, se somete a un proceso de fundición a altas temperaturas. Gracias a lo anterior, es especial para la **instalación en techumbres y muros perimetrales** tanto en el hogar, como en fábricas.

Una de las características del **Aislanglass lana de vidrio Papel 1 cara Aislantes Volcán** es que puedes manipularlo con sencillez e incluso puedes cortarlo con facilidad, con la ayuda de un cuchillo cartonero. Solo tiene que seguir pequeñas precauciones, como usar ropa con manga, guantes, lentes y una máscara desechable para polvo. Entre los beneficios de esta lana de vidrio, sobresalen sus propiedades físicas, por lo que es un excelente aislante térmico y acústico. Si quieres tener una habitación cálida y, a su vez, libre de ruidos molestos, esta es la decisión correcta.

FICHA TÉCNICA

Atributo	Detalle
Ancho	1,2 m
Largo	9,6 m
Espesor	80 mm
Rendimiento	11,52 m ²
Marca	Aislanglass

Fuente: Sodimac

Imagen 40: Ventilador SODECA CAS-971-2T-30

VENTILADOR SODECA CAS-971-2T-30 [Ir a la web](#) [Cerrar Ventana](#)



Grupo	VENTILACION INDUSTRIAL
Familia	SODECA
SubFamilia	SODECA CAS
Referencia	3911738
Nombre	VENTILADOR SODECA CAS-971-2T-30
Precio	4.939,2500€
Descuento	20%
Descripción	

Fuente: SODECA

Imagen 41: Precio nacional de conductor THW – 90 calibre 6 AWG

Cable Thw90 6awg 7 Hilos Marca Indeco Original

Nuevo



S/. 450⁰⁰

12 cuotas de **S/. 37⁵⁰** con 

VISA Débito VISA
Más Información

Entrega a acordar con el vendedor
Lima
[Consultar costos](#)

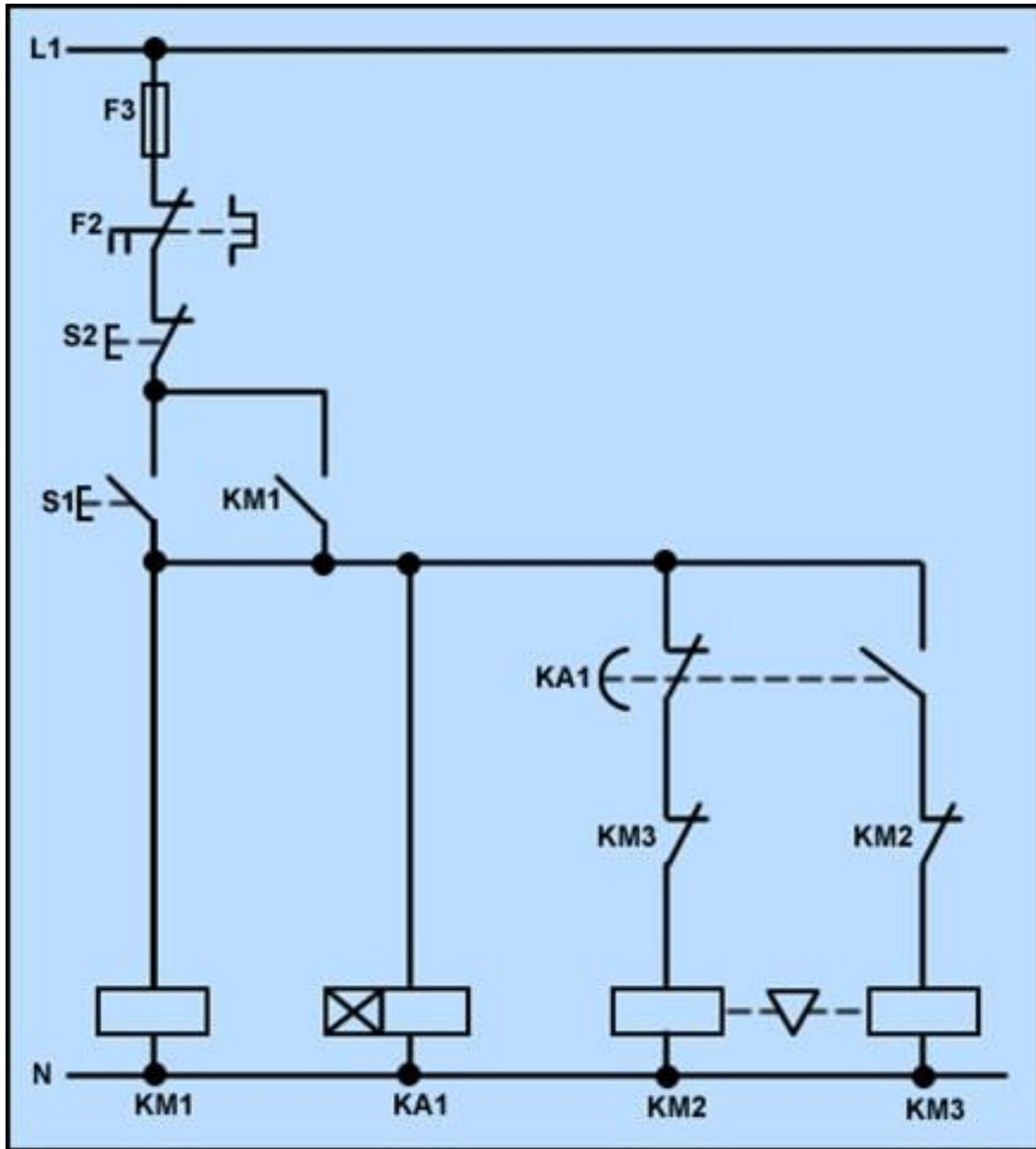
¡Único disponible!

[Comprar](#)  

 Tu compra está protegida. [Ver condiciones](#)

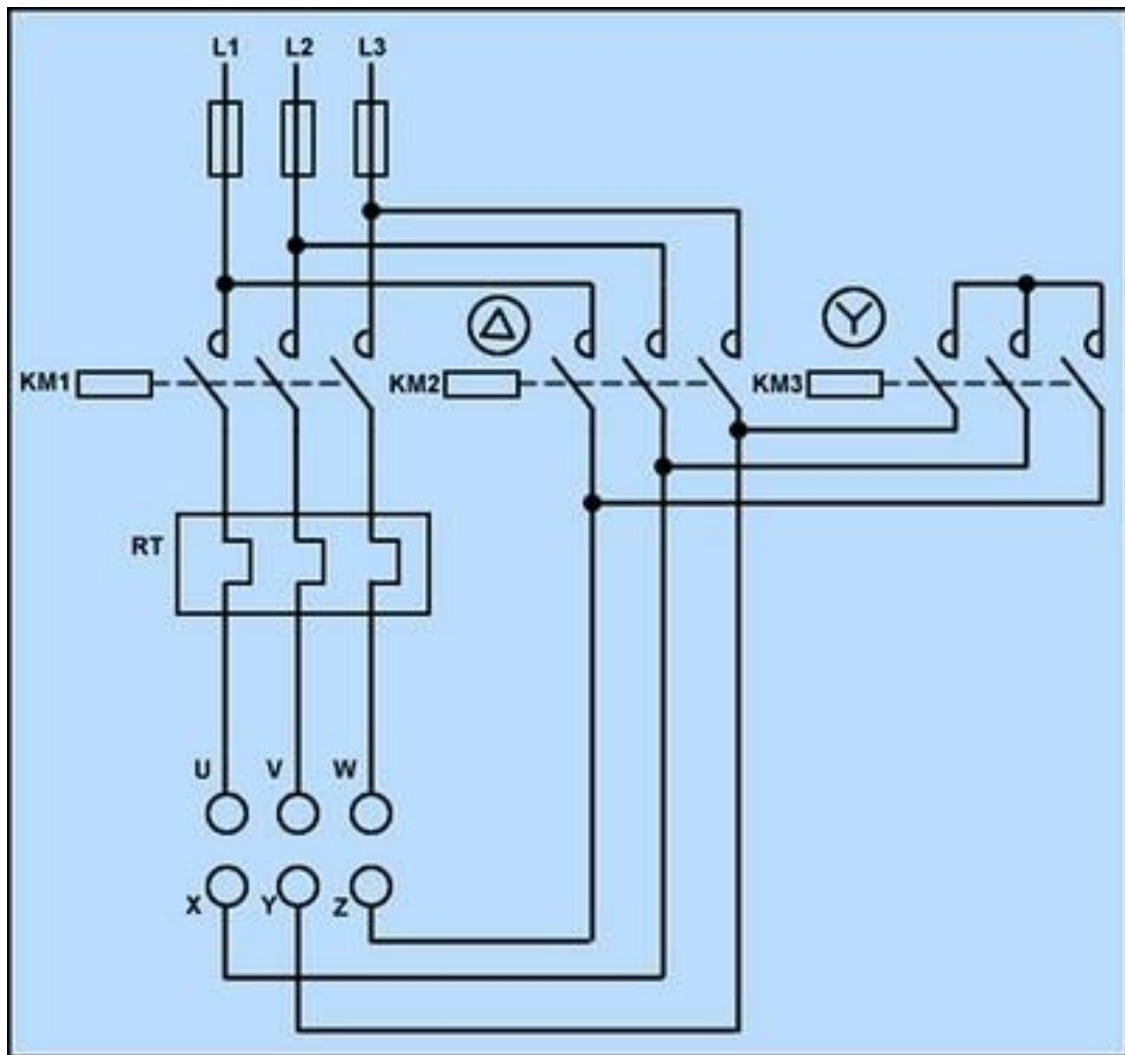
Fuente: MERCADOLIBRE PERU

Imagen 42: Diagrama de mando de motor eléctrico



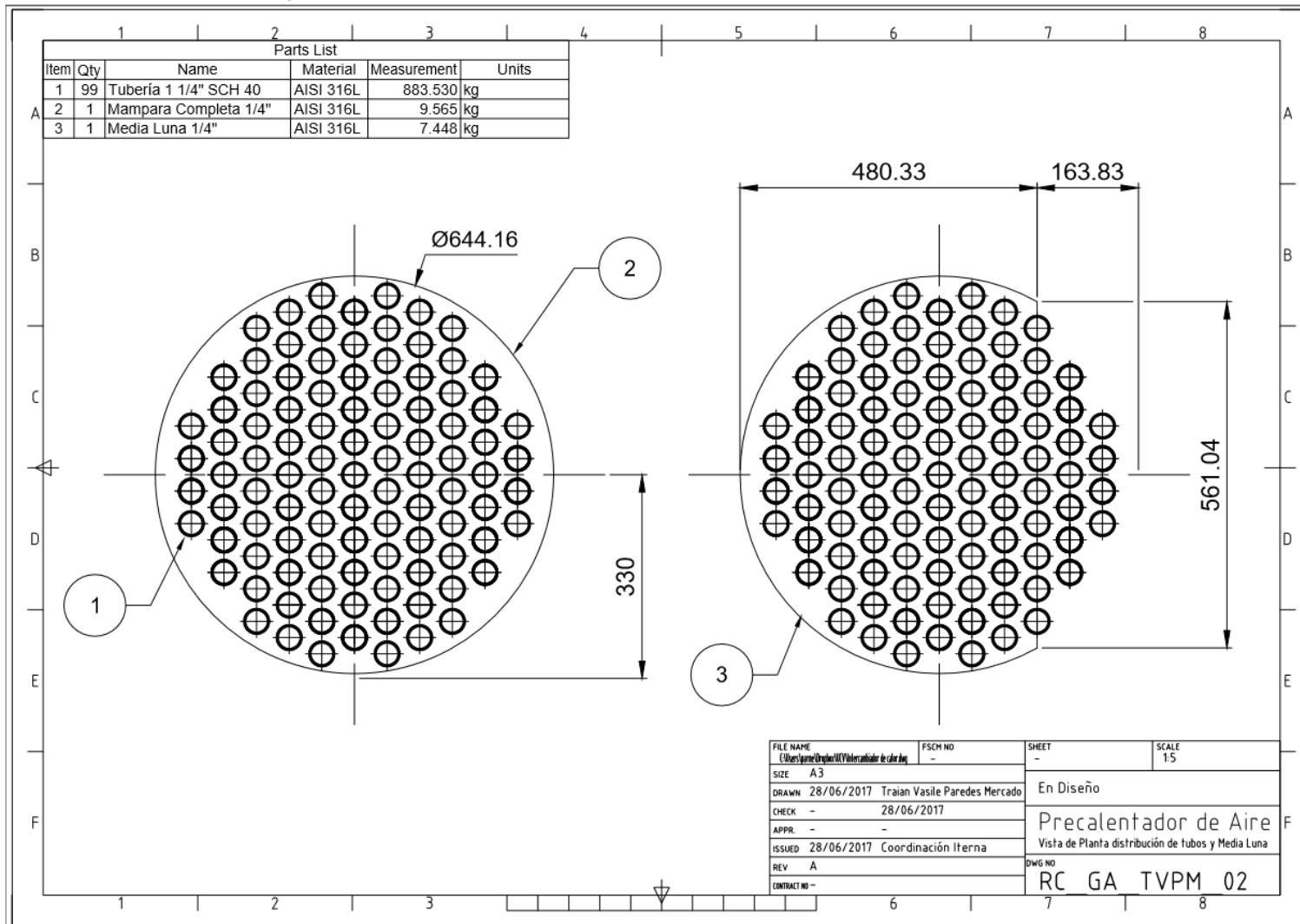
Fuente: www.nichese.com

Imagen 43: Diagrama de potencia de motor eléctrico



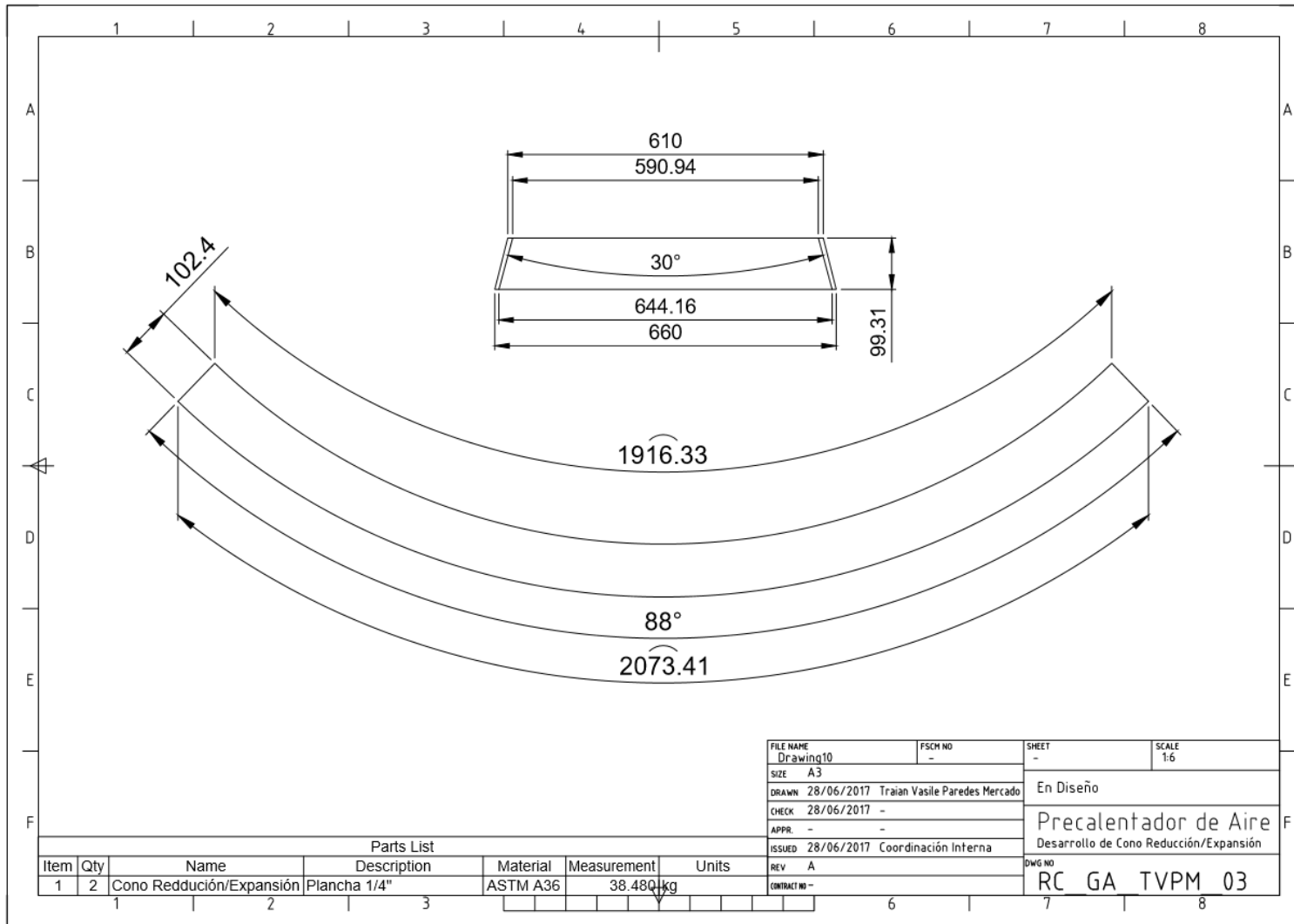
Fuente: www.nichese.com

Imagen 44: Distribución de agujeros en mamparas



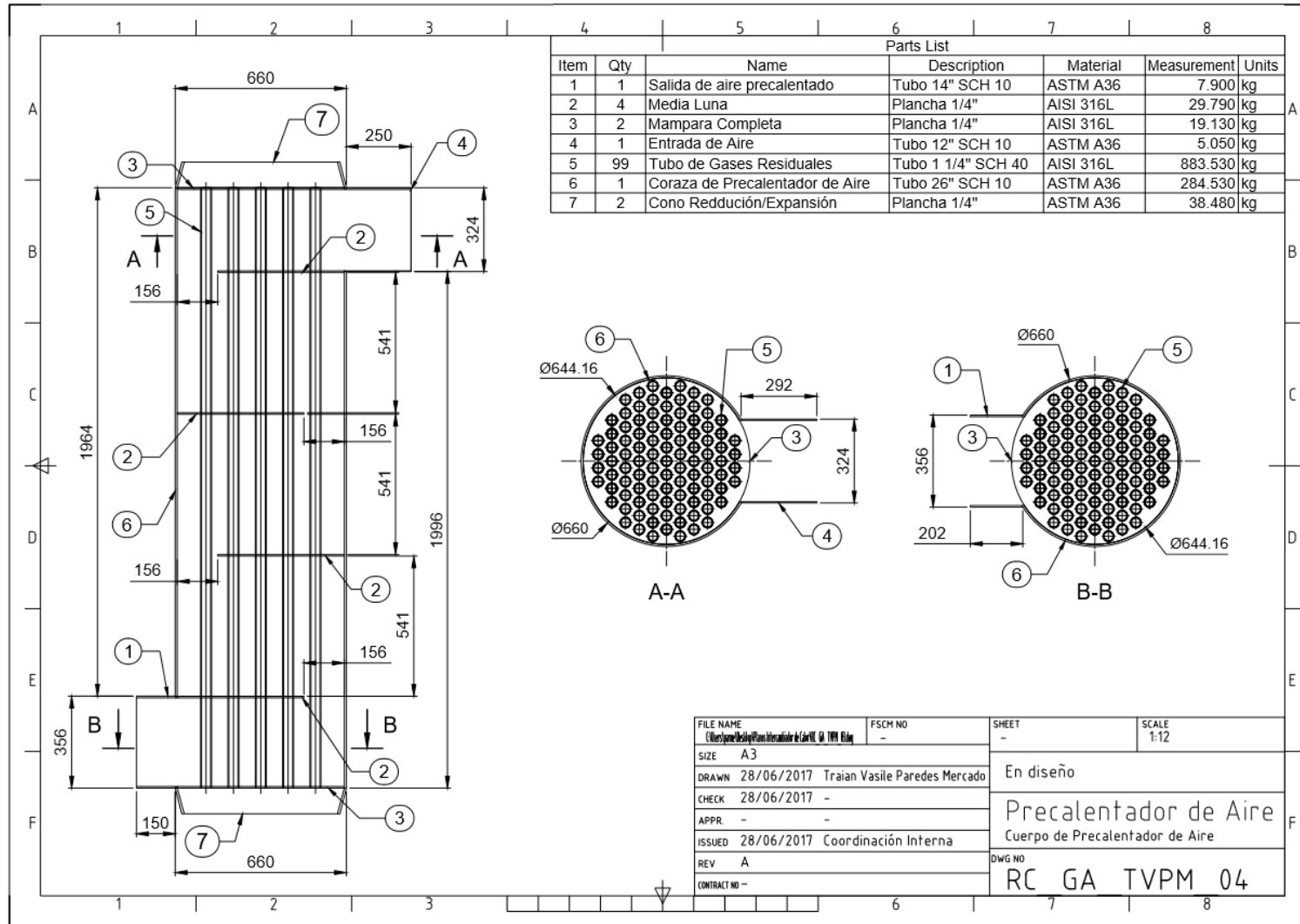
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 45: Desarrollo de cono superior e inferior



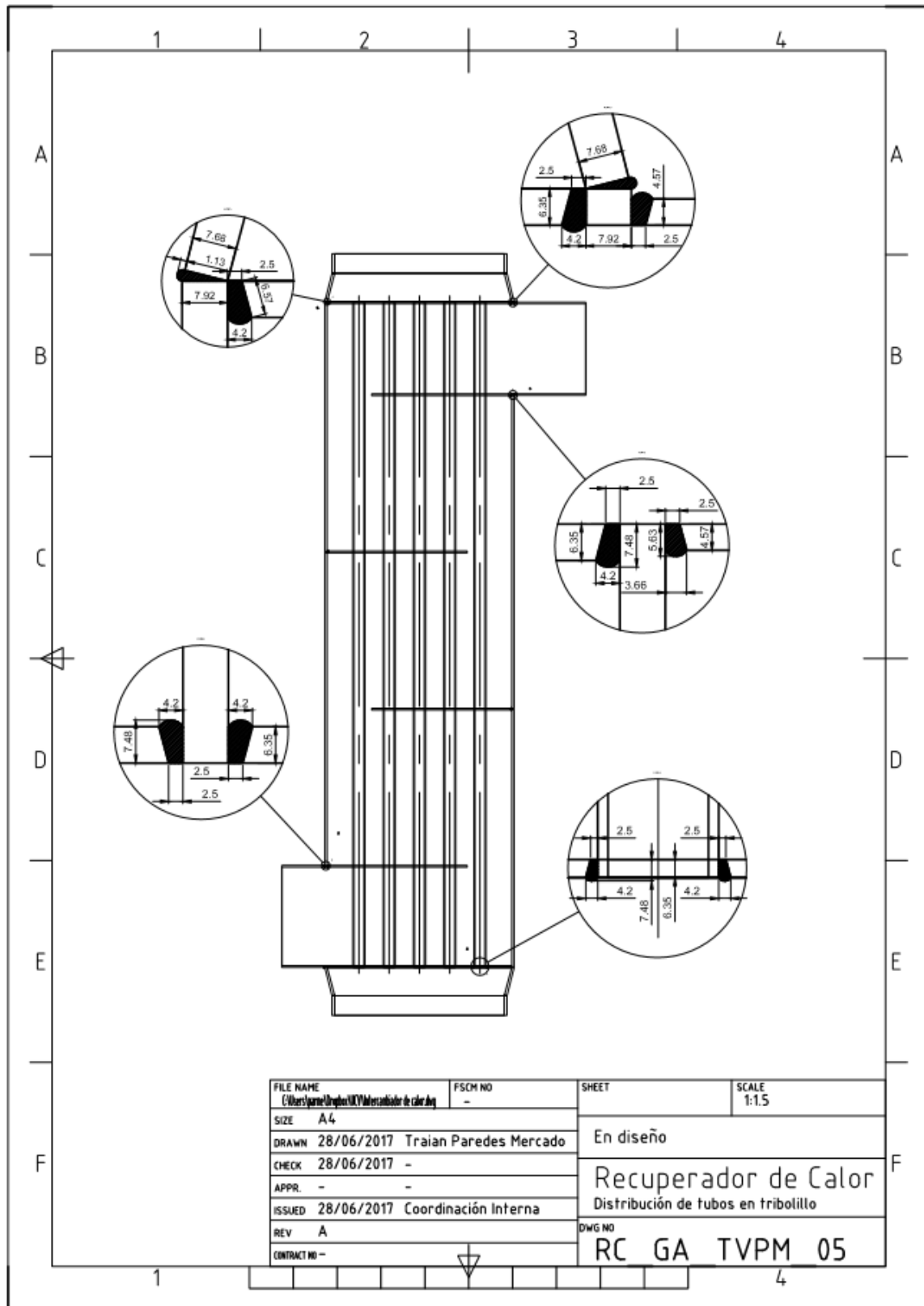
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 46: Cuerpo de Precalentador de Aire



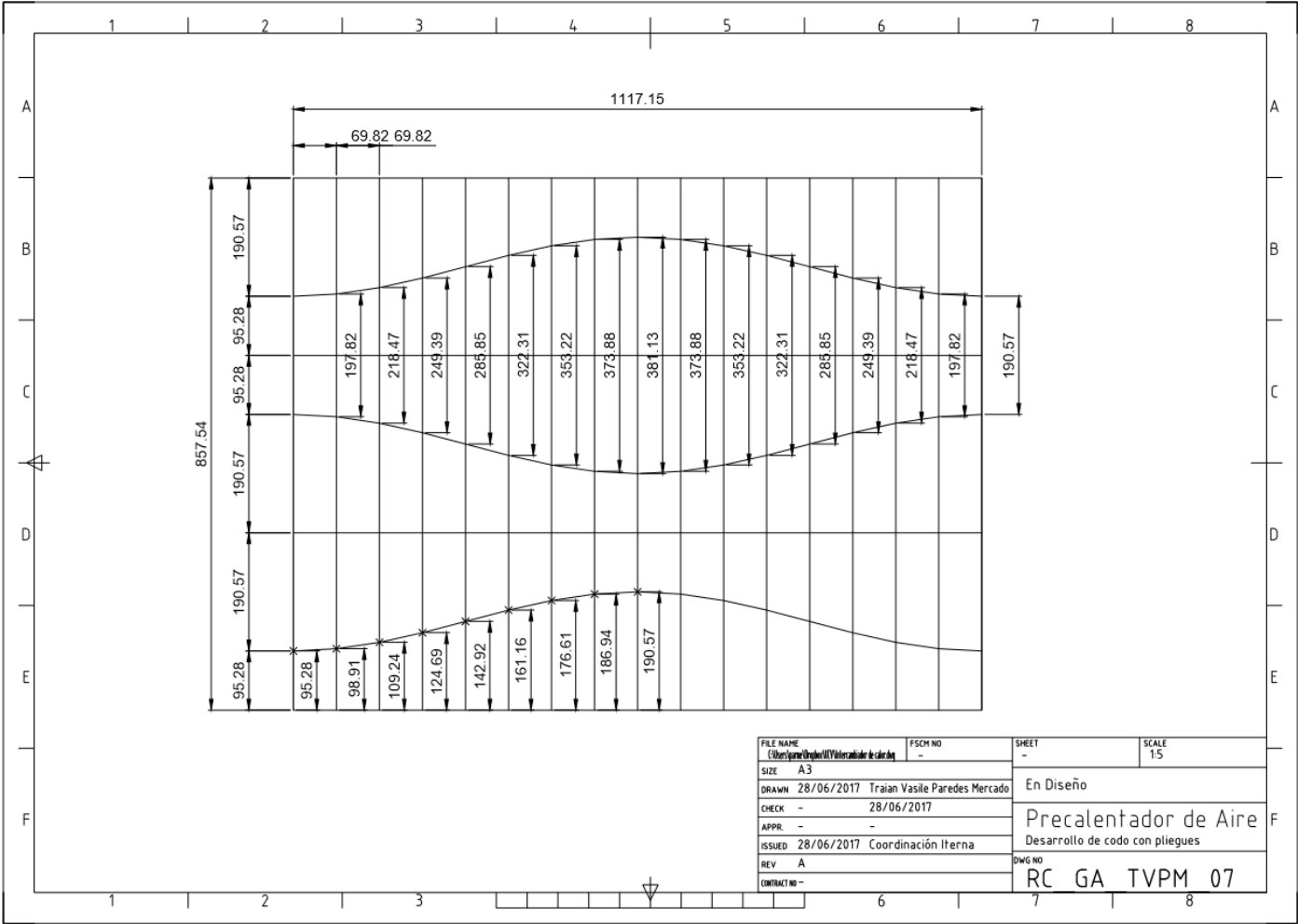
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 47: Detalle de soldaduras en cuerpo de Precalentador de aire



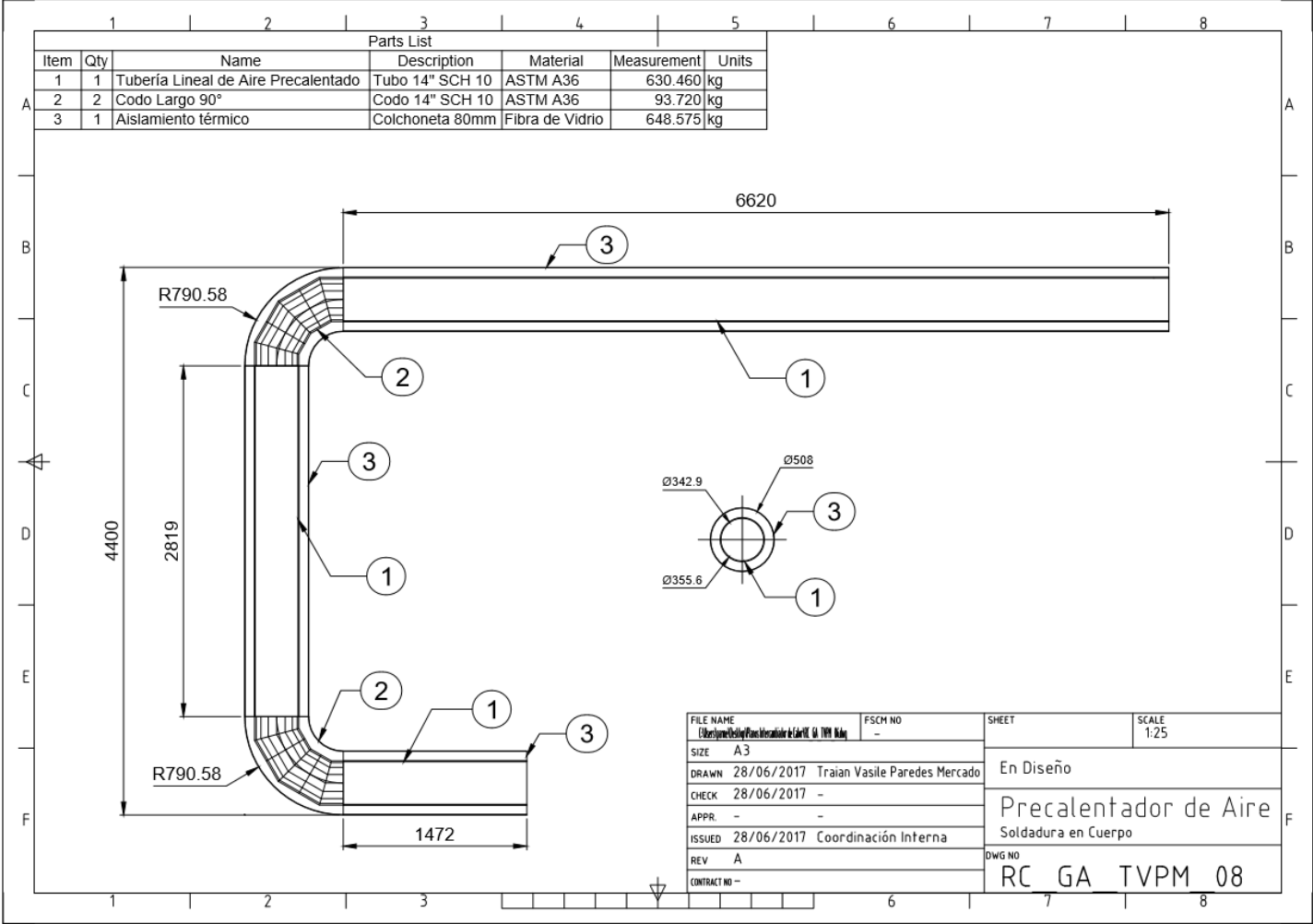
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 48: Desarrollo de codo en plancha metálica



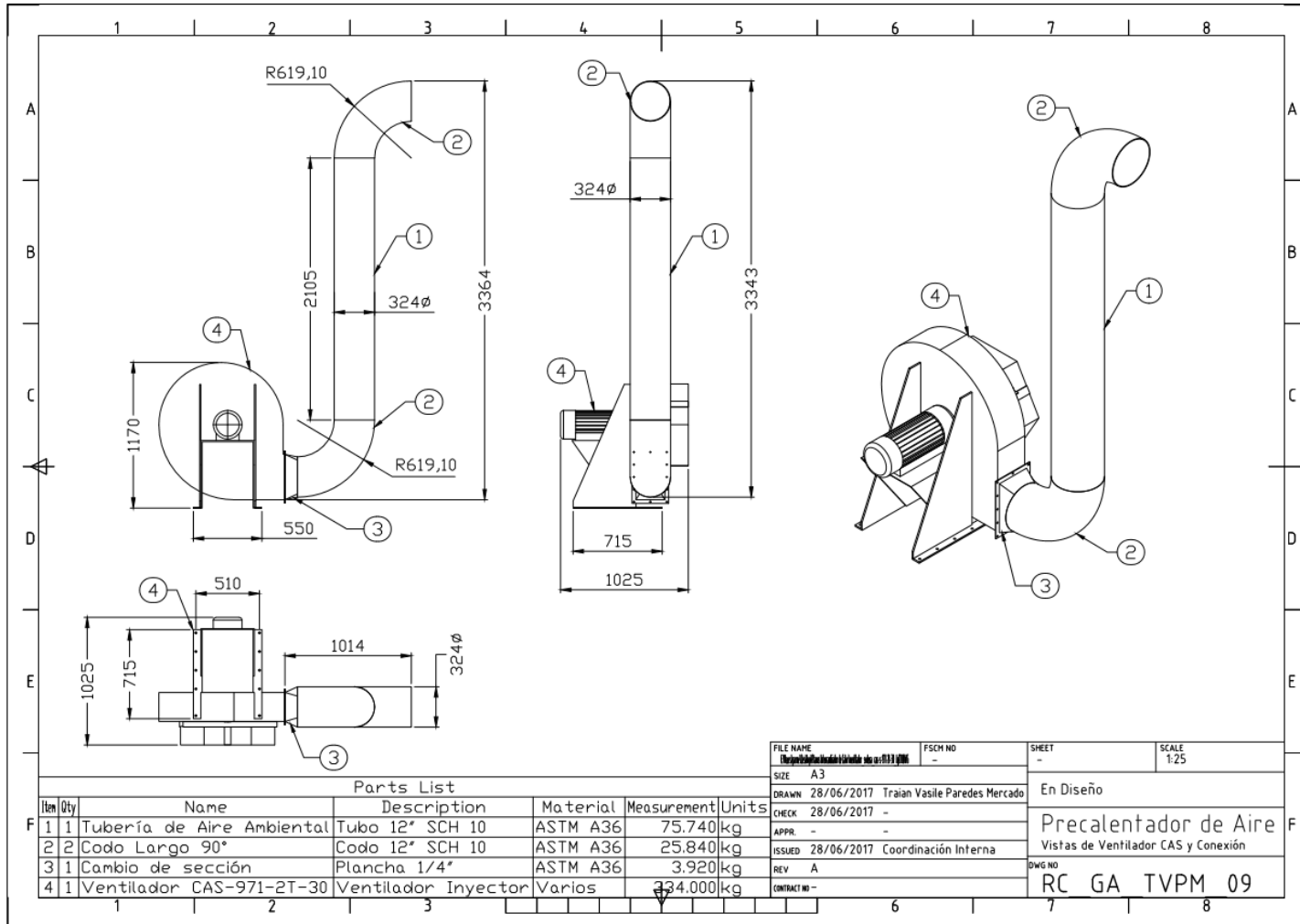
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 49: Tubería de Aire Precautado



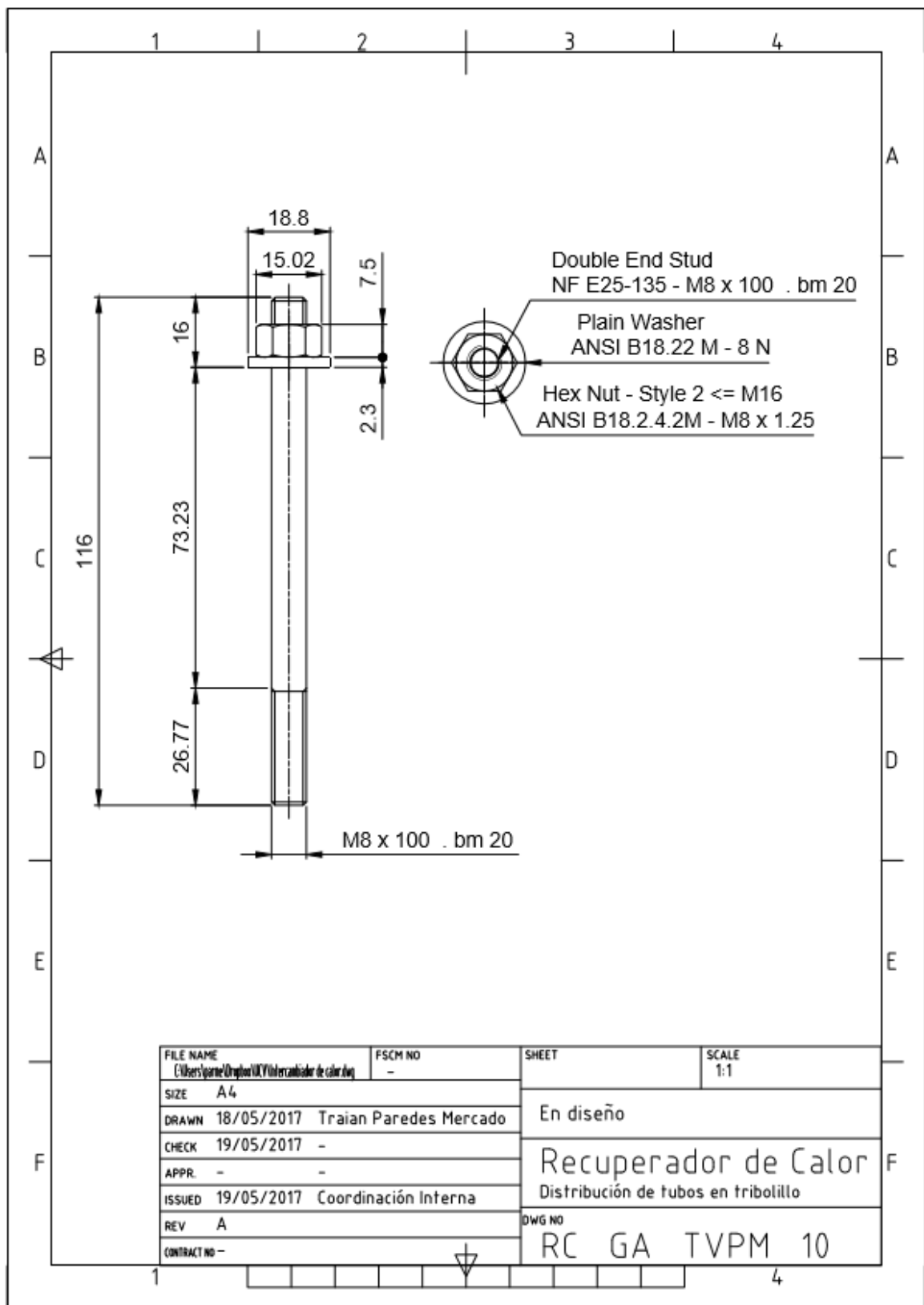
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 50: Conexión de ventilador SODECA con tubería de aire ingresante a Precalentador de aire



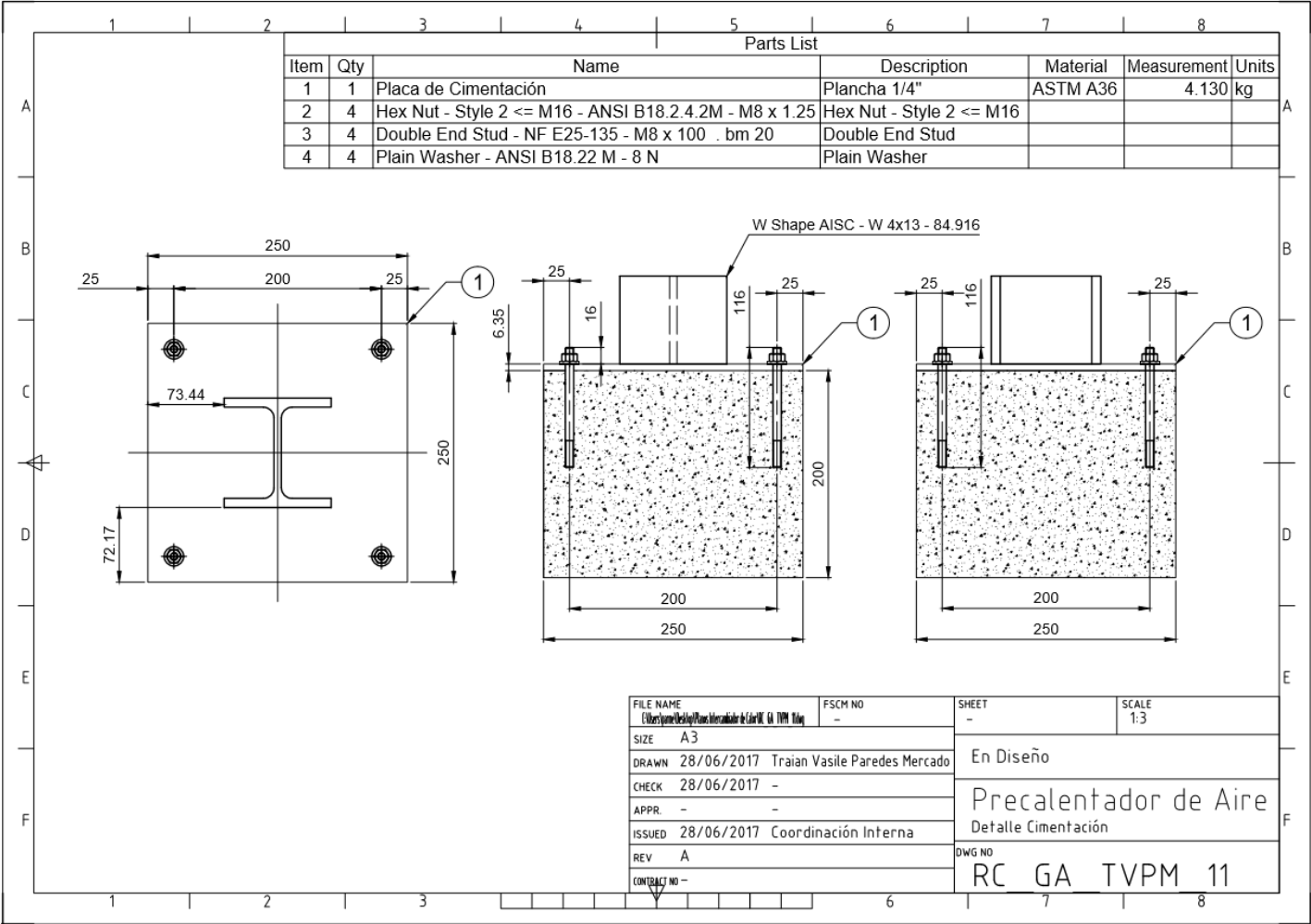
Fuente: Elaboración Propia

Imagen 51: Detalle de pernos de anclaje estándar



Fuente: Elaboración Propia

Imagen 52: Detalle de cimentación



Fuente: Elaboración Propia

Anexos

Anexo 1. Fotografía “Sala de Calderos” de Vitapro s.a.



Anexo 2. Toma de dato de temperatura de chimenea de caldera APIN



Anexo 3. Calderas de 350 y 400 BHP de Vitapro S.A.



Anexo 4. Mayor temperatura superficial de la caldera APIN



Anexo 5. Pirómetro utilizado en la obtención de temperaturas



Especificaciones	
Rango de temperatura	Fluke 62 MAX De -30 a 500 °C (de -22 a 932 °F) Fluke 62 MAX+ De -30 a 650 °C (de -22 a 1202 °F)
Precisión	Fluke 62 MAX ±1,5 °C o ±1,5% de la lectura, el valor más alto -10 °C a 0 °C: ±2,0 -30 °C a -10 °C: ±3,0 Fluke 62 MAX+ ±1,0 °C o ±1,0% de la lectura, el valor más alto -10 °C a 0 °C: ±2,0 -30 °C a -10 °C: ±3,0
Tiempo de respuesta (95%)	Fluke 62 MAX <500 ms (95% de la lectura) Fluke 62 MAX+ <300 ms (95% de la lectura)
Respuesta espectral	De 8 a 14 micrones
Emissivity	0,10 a 1.00
Resolución óptica	Fluke 62 MAX 10:1 (calculado al 90% de energía) Fluke 62 MAX+ 12:1 (calculado al 90% de energía)
Resolución de la pantalla	0.1 °C (0.2 °F)
Repetibilidad de las lecturas	Fluke 62 MAX ±0,8% de la lectura o <±1,0 °C (2 °F), el valor más alto Fluke 62 MAX+ ±0,5% de la lectura o <±0,5 °C (1 °F), el valor más alto
Alimentación	Pila AA
Duración de la batería	Fluke 62 MAX 10 horas con el láser y la retroiluminación activados Fluke 62 MAX+ 8 horas con el láser y la retroiluminación activados
Especificaciones físicas	Peso 255 g (8,99 oz) Dimensiones (175 x 85 x 75) mm (6,88 x 3,34 x 2,95) pulgadas Temperatura de funcionamiento De 0 a 50 °C (de 32 a 122 °F) Temperatura de almacenamiento De -20 a 60 °C (de -4 a 140 °F), (sin pila) Humedad de operación De 10 a 90% de humedad relativa sin condensación, a 30 °C (86 °F) Altitud de servicio 2000 metros sobre el nivel medio del mar Altitud de almacenamiento 12.000 metros sobre el nivel medio del mar Clasificación IP IP 54 según la norma IEC 60529 Prueba de caída 3 metros Resistencia a choques y vibraciones IEC 68-2-6 2.5 g, 10 to 200 Hz, IEC 68-2-27, 50 g, 11 ms EMC EN 61326-1:2006 EN 61326-2:2006
Estándares y aprobaciones de organismos	Conformidad EN/IEC 61010-1:2001 Seguridad láser FDA y norma EN 60825-1 Clase II

Anexo 6. Velocidad máxima del viento en la zona de chimenea



Anexo 7. Toma de datos de velocidades del viento en sala de caldera




Anexo 8. Anemómetro termodinámico utilizado en la obtención de datos de velocidades del viento y temperatura ambiental



Wind Speed Range	0~45m/s
Wind Volume Range	0-999900m ³ /min
Wind Speed Accuracy	±3% ±0.1
Wind Speed Units	m/s, ft/min, Knots, km/h, mph
Wind Volume Units	CMM / CFM
Wind Speed Resolution	0.001m/s
Current/Average Measuring	√
Max & Min Measuring	√
Range Bar Graph	√
Temp. Measuring Range	0°C~45°C
Temp. Resolution	0.1°C
°C / °F Selection	√
Backlight Display	√ttt
Auto/Manual Power Off	√
Data Storage	500 groups
USB Data Connection	√


Anexo 10. Ficha de observación en Zona de Calderas validada

Ficha de observación - "Zona de Calderas"								
Velocidad del viento			Temperatura ambiental			Temperatura superficial		
Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
Promedio	-	m/s	-		°C	-		°C


Raul R. Paredes
 ING. MECANICO
 R. CIP. 62529


Anexo 11. Ficha de observación en Zona de Chimenea validada

Ficha de observación - "Zona de Chimenea"								
Velocidad del viento			Temperatura ambiental			Temperatura superficial		
Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud	Fecha y hora de registro	Cantidad	Magnitud
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
DD/MM/AA - X:XX am/pm		m/s	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C	DD/MM/AA - X:XX am/pm		°C
Promedio	-	m/s	-		°C	-		°C


Raul R. Paredes Rosario
ING. MECANICO
R. CP. 62525

Anexo 12. Ficha de análisis de datos de Ficha Técnica Caldera APIN validada

Análisis de datos de Ficha Técnica Caldera APIN		
Descripción	Magnitud	Unidades
Potencia	-	BHP
Altura	-	Pulgadas
Ancho	-	Pulgadas
Largo Total	-	Pulgadas
Diámetro de chimenea	-	Pulgadas
Longitud de chimenea	-	m
Superficie de chimenea	-	m ²
Superficie de caldera	-	m ²
Presión máxima de operación	-	PSIG
Presión de trabajo	-	PSIG
Agua de alimentación	-	°C
Tipo de combustible	-	-
Porcentaje de carga	-	%


Raul R. Parades Rosario
ING. MECANICO
 R. CIP. 62529

NOTAS TÉCNICAS

75

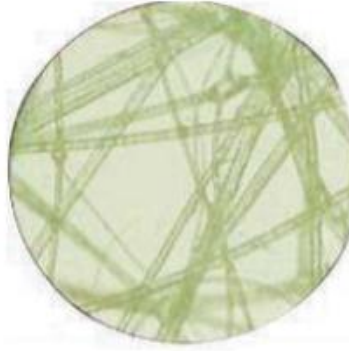
CONFORT ACÚSTICO Y TÉRMICO
MAYO DE 2012

LA FIBRA DE VIDRIO Y EL MITO DE LA DENSIDAD.

Con la presente Nota Técnica se aclaran inquietudes comunes y mitos que se han creado alrededor de la Fibra de Vidrio y sus aplicaciones.

FIBRA DE VIDRIO

La fibra de vidrio (lana de fibra de vidrio) de acuerdo a la norma ASTM C -168 es una Fibra mineral.



- La fibra de vidrio de FiberGlass Colombia S.A. es un material seguro para fabricación, transporte, almacenamiento e instalación, y permite confiar en su manejo sin riesgos para la salud.
- Estudios y evaluaciones realizados por organizaciones internacionales que reglamentan la fabricación, uso y distribución de diversos materiales y su influencia en la salud:
 - OSHA :Occupational Safety and Health Administration
 - EPA :U.S. Environmental Protection Agency
 - IARC :International Agency for Research on Cancer
 - NAJMA :North American Insulation Manufacturers Association

Clasifican a la fibra de vidrio en el grupo 3: No hay ninguna prueba que cause cáncer a los humanos. (Group 3: "Unclassifiable as to carcinogenicity in humans") La lista incluye 515 materiales, entre ellos lanas minerales, cafeína, el antraceno y la luz fluorescente.

Llame gratis al 01 8000 91 97 97 ó comuníquese al (57 1) 893 30 30

