



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL
EN EL HORNO TÚNEL DE LA EMPRESA UCEM S.A.**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniero mecánico

AUTORES: CHRISTIAN ORLANDO DÍAZ ENRÍQUEZ
PABLO FERNANDO JARAMILLO SALINAS

TUTOR: ING. FRAN ZHOVANI REINOSO AVECILLAS, PH.D.

Cuenca - Ecuador

2022

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Christian Orlando Díaz Enríquez con documento de identificación N° 1717133761 y Pablo Fernando Jaramillo Salinas con documento de identificación N° 1105889388; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 20 de diciembre del 2022

Atentamente,



Christian Orlando Díaz Enríquez
1717133761



Pablo Fernando Jaramillo Salinas
1105889388

CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Nosotros, Christian Orlando Díaz Enríquez con documento de identificación N° 1717133761 y Pablo Fernando Jaramillo Salinas con documento de identificación N° 1105889388, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Proyecto técnico: “Propuesta de diseño de un sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A.”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 20 de diciembre de 2022

Atentamente,



Christian Orlando Díaz Enríquez
1717133761



Pablo Fernando Jaramillo Salinas
1105889388

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Fran Zhovani Reinoso Avecillas con documento de identificación N° 0102257425, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN EL HORNO TÚNEL DE LA EMPRESA UCEM S.A., realizado por Christian Orlando Díaz Enríquez con documento de identificación N° 1717133761 y por Pablo Fernando Jaramillo Salinas con documento de identificación N° 1105889388, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 20 de diciembre de 2022

Atentamente,



Fran Zhovani Reinoso Avecillas, Ph.D.

0102257425

DEDICATORIA

A Dios, por ser la inspiración de mi diario vivir y permitirme cumplir con uno de mis objetivos espirituales y profesionales como es el presente trabajo. A mis padres Orlando Díaz y Patricia Enríquez, quienes con su esfuerzo y trabajo me enseñaron a luchar por mis objetivos; además, de ser mi apoyo y guía en cada momento de alegría, preocupación, de estudio y de logros.

A mi hermana Karen que con sus buenos deseos ha impulsado la culminación de esta etapa de mi vida.

A mis hijas Rafaela y Patricia que son una pieza fundamental e inspiración en mi crecimiento profesional y a mi compañera de vida Nataly Vera por brindarme su seguridad y darme todo el acompañamiento necesario para que esta misión se cumpliera.

Christian Orlando Díaz Enríquez.

AGRADECIMIENTOS

A la dirección de mi tutor Ing. Fran Zhovani Reinoso Avecillas, Ph.D., quien con sus certeros consejos hizo posible la culminación de este trabajo. Además, de su influencia positiva al ser un ser humano digno de admiración y un ejemplo a seguir.

A la UCEM S.A. (Unión Cementera Nacional) Planta Guapán y a los profesionales que lo conforman por habernos permitido el acceso, las facilidades para el levantamiento de información además por su aporte y colaboración para la realización de este proyecto.

Y a mi compañero y amigo Pablo Fernando Jaramillo Salinas por su compromiso y dedicación ya que este proyecto es el resultado de un esfuerzo de equipo.

Christian Orlando Díaz Enríquez.

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado primeramente a Dios, por darme el regalo de la vida, para cumplir con uno de mis objetivos propuestos. A mis padres Egberto Jaramillo y Nuvia Salinas, que gracias a su esfuerzo y trabajo me ayudaron con los recursos para cumplir esta meta además las bases de apoyo para no desistir y lograrlo. A mis abuelitos Héctor Jaramillo, Irma Vivanco, Lastenia Merino y de forma especial a mi abuelo Marco Salinas, quienes con su ejemplo y sus consejos sabios me han ayudado a tomar las decisiones correctas y me han enseñado que las cosas grandes en la vida requieren de esfuerzo y sacrificio, finalmente a mis amigos (Los Ticheros) por siempre apoyar y disfrutar de los logros de cada uno de nosotros.

Pablo Fernando Jaramillo Salinas.

AGRADECIMIENTOS

A la Carrera de Ingeniería Mecánica de la UPS darme el conocimiento y enseñanzas necesarias para ser un profesional de la rama de Ing. Mecánica

A la dirección de mi tutor Ing. Fran Reinoso quien con sus certeros consejos hizo posible la culminación de este trabajo. Además de presionarnos para cumplir con este objetivo

A empresa la UCEM S.A. Planta Guapán y de forma especial al Ing. Jhon Sanchez por habernos permitido el acceso, las facilidades para el levantamiento de información además por su aporte y colaboración para la realización de este proyecto.

Y a mi compañero y amigo Christian Diaz por su compromiso y dedicación ya que este proyecto es el resultado de un esfuerzo de equipo.

Pablo Fernando Jaramillo Salinas

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar un sistema de recuperación del calor residual del horno túnel de la Empresa Unión Cementera Nacional Planta Guapán (UCEM S.A.). Para el efecto se realiza el diagnóstico de la situación actual del sistema de secado de puzolana, se estudia las tecnologías de recuperación de calor y el secador de túnel con corriente paralela. A continuación, se realiza el diseño hidráulico y térmico del sistema de recuperación de calor, los resultados del balance de masa y energía dentro del secador rotatorio, muestran que el caudal es de (48235.4 kg/h) y la temperatura está en el valor de 320 °C, garantizando así el proceso de secado. El costo estimado del proyecto es de 337 249.22 USD; disminuyendo los costos operativos de 343,000.00 USD al año a sólo 22000\$ relacionados a los periodos de mantenimiento del horno secador de Clinker y optimizando los costos relacionados con el proceso de secado de la puzolana.

Palabras Clave

Recuperación de calor, calor residual, horno túnel

ABSTRACT

The objective of this project is to design a waste heat recovery system for the tunnel kiln of Unión Cementera Nacional Planta Guapán (UCEM S.A.). For this purpose, a diagnosis of the current situation of the pozzolan drying system is made, the heat recovery technologies and the tunnel dryer with parallel current are studied. Then, the heat recovery system was developed, for which a piping system was designed to conduct the residual heat from the kiln to the pozzolana dryer.

An altimetric and planimetric survey was carried out to obtain the pipe route from the main duct of the chimney to the pozzolana dryer. The piping system was designed by calculating its diameter (1850 mm), the thickness of the insulation (80 mm) and a 10 hp Elektor CF L model centrifugal fan was calculated for the impulsion, to ensure that the waste gas does not carry dust particles, a cyclone particle separator was designed.

The calculation of the mass and energy balance inside the rotary dryer yielded the flow rate (48235.4 kg/h) and the temperature (320 °C) required to guarantee the drying process. The estimated cost of the project is 337,249.22 USD; if the proposal is carried out, the operating costs are reduced from 343,000.00 USD per year to only 22000\$ related to the maintenance periods of the Clinker dryer kiln, optimizing the costs related to the pozzolan drying process.

Keywords

Heat recovery, residual heat, tunnel kiln

Índice de Contenido

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	II
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	III
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTOS	V
RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
Índice de Contenido	IX
Índice de Figuras	XIII
Índice de Tablas	XV
Glosario	XVI
Nomenclatura	XVII
1. Introducción	1
2. Título	2
3. Problema	2
3.1. Antecedentes	2
3.2. Diagnóstico de la situación actual de la empresa	3
3.2.1. Ubicación de la empresa	3
3.2.2. Misión de la empresa	4
3.2.3. Visión de la empresa	4
4.1. Importancia y alcances	4
4.2. Delimitación	5
5. Objetivos	5
5.1. Objetivo general	5
5.2. Objetivos específicos	5
6. Marco teórico	5
6.1. Energía	5
6.1.1. Ley de la conservación de la energía	6

6.1.2.	Transferencia de energía	7
6.2.	Entalpía	7
6.3.	El Calor: Recurso Renovable	8
6.3.1.	Calor residual	8
6.3.2.	Calor Sensible y latente	9
6.3.3.	Capacidad calorífica a presión constante	10
6.4.	Descripción de la puzolana	10
6.4.1.	Concepto de Material Puzolánico	10
6.4.2.	Humedad	11
6.4.3.	Determinación de la humedad	12
6.5.	Balance de Energía	12
6.5.1.	Ecuación del balance de energía	13
6.5.2.	Balance de energía en equipos de transferencia de calor	13
6.6.	Balance de Masa	14
6.6.1.	Sistema	15
6.6.2.	Alrededores	15
6.6.3.	Definición de Balance de masa	15
6.6.4.	Flujo Másico	16
7.	Diagnóstico de la situación actual del proceso de secado de puzolana en el horno túnel de la empresa UCEM S.A planta Guapán.	16
7.1.	Elementos que conforman el secador de puzolana	17
7.2.	Secador de túnel con corriente paralela	20
7.2.1.	Gases Residuales	21
8.	Estudio de las tecnologías empleadas en los sistemas de recuperación de calor residual.	21
8.1.	Tecnologías de Recuperación	21
8.1.1.	Intercambiadores de Calor:	21
8.1.2.	Caloductos	22
8.1.3.	Intercambiadores Bi Transfer	23
8.1.4.	Regeneradores Rotativos	24
8.1.5.	Calderas de Recuperación	24
8.1.6.	Recuperadores	25
8.1.7.	Ciclo de Rankine	26

8.1.8.	Ciclo de Brayton	28
8.1.9.	Bombas de Calor	29
8.1.10.	Expansores	30
8.1.11.	Quemadores	31
9.	Diseño de un sistema para recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A. planta Guapán	32
9.1.	Características generales del sistema propuesto	32
9.2.	Composición Química de la Puzolana	33
9.2.1.	Puzolanas utilizadas en UCEM S.A. planta Guapán	33
9.2.2.	Características físicas y químicas de la puzolana utilizada en la UCEM S.A. planta Guapán.	34
9.2.3.	Flujo Másico de la Puzolana	35
9.2.4.	Gases Residuales.	35
9.3.	Condiciones iniciales para el diseño del sistema de recuperación de gases residuales	35
9.3.1.	Datos de partida para el diseño	36
9.3.2.	Propuesta de diseño del sistema de tuberías y sus componentes	37
9.4.	Balance de masa y energía dentro del secador de puzolana	39
9.4.1.	Condiciones iniciales	39
9.4.2.	Determinación del contenido de agua a evaporar y cantidad de puzolana seca a producir	40
9.4.3.	Cálculo del contenido de agua en producto final	40
9.4.4.	Contenido de agua en la alimentación del secador	40
9.4.5.	Contenido de masa de agua a evaporarse	41
9.4.6.	Cálculo de calor específico de los gases residuales a la entrada y a la salida del secador	41
9.4.7.	Entalpía del gas residual	42
9.4.8.	Balance de masa dentro del secador de puzolana	46
9.4.9.	Balance de energía dentro del secador de puzolana	48
9.4.10.	Resultados del balance de masa y energía	50
9.5.	Dimensionamiento de tuberías para calor residual	50
9.5.1.	Cálculo del diámetro de las tuberías	51
9.5.2.	Cálculo de pérdida de las tuberías en condiciones de carga	54

9.5.3.	Cálculo del espesor del aislamiento en tuberías	54
9.5.4.	Resultado del dimensionamiento de las tuberías	58
9.5.5.	Resultado del cálculo del aislamiento	59
9.6.	Dimensionado del ciclón retenedor de polvos	60
9.6.1.	Resultados del Ciclón deparador de polvo	63
9.7.	Diseño del ventilador o impulsor de gas	65
9.7.1.	Cálculo de la curva resistente del sistema de tuberías	71
9.7.2.	Resultados del Impulsor o Ventilador	73
10.	Análisis de costos del sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel	75
10.1.	Estudio de costos	76
10.1.1.	Costos Materiales	76
10.1.2.	Costos mano de obra y equipos	76
10.1.3.	Costos adecuaciones y trabajo civil	77
10.1.4.	Costo total del proyecto	78
11.	Conclusiones	79
12.	Futuras líneas de investigación	80
13.	Referencias	81
14.	Anexos	80

Índice de Figuras

Fig. 1. Ubicación geográfica, Planta Guapán S.A., Azogues-Ecuador.	4
Fig. 2. Material Puzolánico	11
Fig. 3. Balance de Masa	15
Fig. 4. Secador rotatorio con corriente paralela	17
Fig. 5. Tambor Rotario	17
Fig. 6. Cámara de combustión	18
Fig. 7. Tolva de Almacenamiento	18
Fig. 8. Quemador SAACKE	19
Fig. 9. Dispositivos elevadores	19
Fig. 10. Ventilador	20
Fig. 11. Secador túnel con corriente paralela	20
Fig. 12. Intercambiador de calor de placas	22
Fig. 13. Esquema de un caloducto	23
Fig. 14. Intercambiador Bi Transfer	23
Fig. 15. Regeneradores Rotativos	24
Fig. 16. Caldera de Recuperación	25
Fig. 17. Recuperador de calor	26
Fig. 18. Ciclo de Rankine	26
Fig. 19. Componentes de un Ciclo de Rankine	27
Fig. 20. Ciclo de Brayton	28
Fig. 21. Elementos que componen una bomba de calor	30
Fig. 22. Esquema de un expansor de desplazamiento	31
Fig. 23. Recuperación de Calor en calderas	32
Fig. 24. Bosquejo en elevación de la propuesta de diseño del sistema de recuperación de calor.	32
Fig. 25. Esquema del recorrido de tubería	37
Fig. 26. Secador de Puzolana	38
Fig. 27. Vista Lateral Secador de Puzolana.	39
Fig. 28. Balance de masa, Secador rotativo de flujo paralelo.	48
Fig. 29. Recorrido de la tubería de recuperación de gas residual propuesta	52
Fig. 30. Tubería referencial del proceso que conduce el gas residual del horno rotatorio al filtro de mangas	53
Fig. 31. Esquema de disposición de aislamiento en tubería	54

Fig. 32. Descripción de tramos del sistema de recuperación de calor residual	58
Fig. 33. Esquema general del sistema de recuperación de calor para el proceso de secado de Puzolana.	60
Fig. 34. Dimensiones generales de un ciclón de alta eficiencia	62
Fig. 35. Detalle de diseño de entrada de la tubería hacia el ciclón	64
Fig. 36. Detalle de diseño de entrada y de salida del ciclón separador de polvos	64
Fig. 37. Curva resistente para el sistema de tuberías	72
Fig. 38. Esquema del sistema de impulsión del gas residual	73
Fig. 39. Ventilador Centrifugo Elektor CFL	74
Fig. 40. Curvas del sistema de tuberías y ventilador CFL.	74

Índice de Tablas

Tabla I. Composición Química de la Puzolana	33
Tabla II. Composición Química gases residuales	35
Tabla III. Histórico de producción de Cal, Clinker y Cemento	36
Tabla IV. Datos Iniciales de Diseño	37
Tabla V. Condiciones iniciales, secador de Puzolana	39
Tabla VI. Calores específicos de gas ideal de los gases comunes en la entrada y salida del secador	41
Tabla VII. Peso molecular de los gases comunes en la entrada y salida del secador	43
Tabla VIII. Entalpía del gas residual de entrada	44
Tabla IX. Entalpía del gas residual Salida	45
Tabla VIII. Componentes vs densidad final	50
Tabla XI. Tramos de Tuberías del sistema de recuperación de calor del diseño propuesto	53
Tabla XII. Tramos de aislante para Tubería	59
Tabla XIII. Distribución de Tamaño de las partículas	61
Tabla XIV. Ciclones del Alta eficiencia	61
Tabla XV. Tubería de aspiración	65
Tabla XVI. Datos para el cálculo de la Cavitación en Tuberías	67
Tabla XVII. Datos de la tubería de succión	67
Tabla XVIII. Valores de K y Co	69
Tabla XIX. Valores de celeridad de las tuberías	70
Tabla XX. Datos para construcción de curva resistente	72
Tabla XXI. Horas de Disponibilidad de Gas Residual al Año	75
Tabla XXII. Costos asociados a tubería y accesorios	76
Tabla XXIII. Costos de materiales	76
Tabla XXIV. Costos de mano de obra y equipos	77
Tabla XXV. Costos de adecuaciones y trabajo civil	77
Tabla XXVI. Costo total del proyecto	78

Glosario

Puzolana: Roca volcánica muy desmenuzada, de la misma composición que el basalto, la cual se encuentra en Puzol, población próxima a Nápoles, y en sus cercanías, y sirve para hacer, mezclada con cal, mortero hidráulico.

Bunker: Residuo de la destilación del petróleo

Calor residual: es el excedente de calor que se produce durante el funcionamiento de una máquina.

Calor latente: cantidad de energía requerida por una sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido o de líquido a gaseoso.

Calor sensible: cantidad de calor que puede recibir un cuerpo sin que se afecte su estructura molecular.

Caloducto: una tubería (o tubo) de un material de alta conductividad que encierra en su interior un líquido con unas propiedades muy concretas.

Nomenclatura

Tpd	Toneladas por día
Teb	Temperatura de ebullición [°C]
Dc	Diámetro de salida del ciclón [S]
ρ_{H2O}	Densidad del agua a evaporarse [kg/m ³]
V	Flujo volumétrico [m ³ /h]
$masa_{evaporar}$	Masa de agua a evaporarse [kg]
cp	Calor específico $\frac{kJ}{kmol \cdot K}$
Ti	Temperatura de entrada al secador de puzolana [°C]
Te	Temperatura de salida del secador de puzolana [°C]
H	Entalpía del gas residual
$H1porc$	Entalpía de entrada del agua
$H2porc$	Entalpía de entrada del CO ₂
$H3porc$	Entalpía de entrada del SO ₂
$H4porc$	Entalpía de entrada del N ₂
$Hs1porc$	Entalpía de salida del agua
$Hs2porc$	Entalpía de salida del CO ₂
$Hs3porc$	Entalpía de salida del SO ₂
$Hs4porc$	Entalpía de salida del N ₂
Ph	Puzolana Húmeda [kg/h]
Ps	Puzolana Seca [kg/h]
Va	Vapor de Agua
cp_{h2O}	Calor específico del agua [kJ/kg°C]
cs	Calor específico de la puzolana [kJ/kg*K]
$T1$	Temperatura de entrada al secador de puzolana [°C]
$H1$	Entalpía de la puzolana húmeda [kJ/kg]
$T2$	Temperatura de salida de la puzolana [°C]

H_2	Entalpía de la puzolana seca [kJ/kg]
Q_e	Energía de entrada [J]
Q_s	Energía de salida [J]
G_e	Gas residual de entrada [kg/h]
h_e	Entalpía del gas residual de entrada [kJ/kg]
G_s	Gas residual de salida [kg/h]
h_s	Entalpía del gas residual de salida [kJ/kg]
H_a	Entalpía del vapor de agua [kJ/kg]
T_i	Temperatura de entrada del agua [°C]
λ_{ebu}	Entalpía de ebullición del agua [kJ/kg]
$cp_{aguavapor}$	Calor específico del agua a evaporarse [kJ/kg°C]
A	Sección [m ²]
\dot{V}	Caudal Volumétrico [m ³ /s]
C	Velocidad [m/s]
Q_h	Calor por convección [W]
K	Conductividad térmica de aislante [W/m.K]
H	Coefficiente de convección [W/m ² K]
T_{aisl}	Temperatura superficial deseada [°C]
σ	Coefficiente de Stefan Boltzmann [W/m ² K ⁴]
r_{aisl}	Radio externo Aislante [m]
T_{amb}	Temperatura ambiente [°C]
T_{tubo}	Temperatura del tubo [°C]
Q_k	Calor por conducción
ε	Emisividad tubo
D	Diámetro externo tubería [m]
r_t	Radio tubería [m]
K	Coefficiente en Función de Li
Co	Coefficiente en función de Hm/Li

1. Introducción

Actualmente existe una gran cantidad de maquinaria empleada en las industrias para optimizar sus procesos, no obstante, estas maquinarias en algunas ocasiones consumen muchos recursos para su puesta en funcionamiento. La empresa UCEM S.A. planta Guapán, se dedica a la producción de cemento y sus derivados. Dentro de sus procesos se encuentra el secado de puzolana, la maquinaria encargada de realizar este proceso es el secador de puzolana rotatorio el cual funciona con aire como fluido de trabajo y un quemador que consume 30000 galones al mes de bunker.

Se han identificado ciertas variables que a través del diseño y cálculos respectivos pueden permitir reducir este consumo energético, mediante el diseño de un sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel, brindando tanto al productor como al consumidor una mejora dentro de la producción de cemento.

El presente proyecto se enmarca en el ámbito de la transferencia de calor y el aprovechamiento de este en los procesos industriales, a fin de eliminar costos de producción, establecer procesos de recuperación y mejora y aprovechar los recursos con los que cuenta la empresa.

La investigación de esta problemática se realizó por el interés de ofrecer una alternativa a la industria del medio y del país, tomando el caso de la empresa Guapán S.A., para aprovechar una cantidad considerable de calor que se pierde por la chimenea del horno hacia la atmósfera, y ocuparlo como fluido de trabajo en el secador de puzolana, dejando al quemador de bunker solo como un sistema bypass en caso de que el horno no esté en funcionamiento.

Mediante los balances de masa y energía se procede a dimensionar un sistema térmico que permita aprovechar los gases residuales que son expulsados por la chimenea de horno y utilizarlos en el proceso de secado de la puzolana; esto a través del diseño de un sistema de recuperación de dichos gases del horno de Clinker.

El objetivo principal de la presente investigación es diseñar una propuesta de mejora mediante un sistema para recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A. planta Guapán. Para ello, se parte resolviendo los siguientes objetivos específicos: diagnosticar la situación actual del proceso de secado con horno túnel de la empresa de cemento UCEM S.A planta Guapán, estudiar las diferentes tecnologías utilizadas en los sistemas de recuperación de calor residual en la industria, diseñar un sistema para recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa, y finalmente realizar un análisis de costos del sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa.

El documento está estructurado de la siguiente manera: En el capítulo I, se describe la situación actual del proceso de secado de puzolana en el horno túnel de la empresa

UCEM S.A. planta Guapán, tomado como caso de estudio, en el capítulo II, se plantea los objetivos, metodología y análisis literario que servirán en la construcción del diseño del sistema de recuperación, en el capítulo III se incluye el proceso de dimensionado, en el que se realizan los principales cálculos, entre ellos balances de masa y energía, en el capítulo IV se presenta el diseño del sistema de recuperación de calor, incluyendo su análisis técnico financiero y finalmente, en el capítulo V se exponen los resultados del trabajo y conclusiones.

2. Título

PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL EN EL HORNO TUNEL DE LA EMPRESA UCEM S.A.

3. Problema

3.1. Antecedentes

La Unión Cementera Nacional (UCEM S.A.) se creó en noviembre del 2013 tras la unificación de las empresas Cementos Chimborazo e Industrias Guapán S.A.

El proceso de fabricación de cemento en general de la empresa es de tipo vía seca, mismo que implica siete etapas principales: trituración, en donde se reduce el tamaño de la materia prima; prehomogenización, donde se destina el material triturado; molienda de crudo, aquí se prepara y dosifica dicha materia prima; homogenización, donde se mezcla la harina cruda; clinkerización y enfriamiento, la harina cruda homogenizada reacciona y da lugar al clinker de cemento; molienda de cemento, etapa final del proceso de producción, en la que se dosifican y muelen los materiales hasta producir el cemento y, finalmente, se presenta el empaque y despacho del material para salir a la venta, previo controles de calidad.

Dentro de la producción se involucra el proceso de secado, que incluye varias variables como la humedad, temperatura de la cámara, temperatura del material, combustible, la cantidad de material, velocidad de transporte.

Todo este proceso de producción del cemento involucra varios pasos de preacondicionamiento, trituración, secado, clasificación, calentamiento y enfriamiento, todos ellos demandan un gran consumo energético. Para que se produzcan las reacciones, la mayor entrada de energía se encuentra en forma de calor procedente de la quema del combustible en el horno. Este consumo de combustible representa tanto la energía útil como las pérdidas de calor. Un balance de energía típico de un horno cementero moderno revela que aproximadamente el 23% del calor se pierde con los gases residuales, 11% con el exceso de gas más frío y 10% por radiación

en toda la superficie del sistema, sumando un 44% de la entrada total de calor en los hornos tradicionales de tecnología seca [1].

La empresa UCEM S.A. planta Guapán cuenta con un secador rotatorio para puzolana, el cual funciona con aire como fluido de trabajo y un quemador que consume 30000 galones al mes de bunker. Se propone mejorar el proceso de secado de puzolana, recuperando los gases residuales de la chimenea del horno, y ocuparlo como fluido de trabajo en el secador de puzolana, dejando al quemador de bunker solo como un sistema bypass en caso de que el horno no esté en funcionamiento.

Con lo antes planteado se puede considerar la siguiente pregunta de investigación:

¿Es posible diseñar un sistema de recuperación de calor en el horno túnel para mejorar el proceso de secado de puzolana de la empresa UCEM S.A. planta Guapán?

3.2. Diagnóstico de la situación actual de la empresa

3.2.1. Ubicación de la empresa

La Empresa UCEM S.A. planta Guapán, está localizada en la parroquia Guapán, cantón Azogues, provincia de Cañar. Vía a Guapán KM 11/5.

Es una empresa privada que destaca en Ecuador por su producción y venta de cemento, se crea del vínculo entre Compañías Industrias Guapán S.A. y Cementos Chimborazo C. A., cuya experiencia en el mercado tiene alrededor de 60 años. A la Empresa UCEM S.A. planta Guapán la conforman las siguientes compañías: Cemento Chimborazo, Guapán Cemento, Manabí Cemento, Concretos Chimborazo, Hormigones Hércules y Hércules Prefabricados.

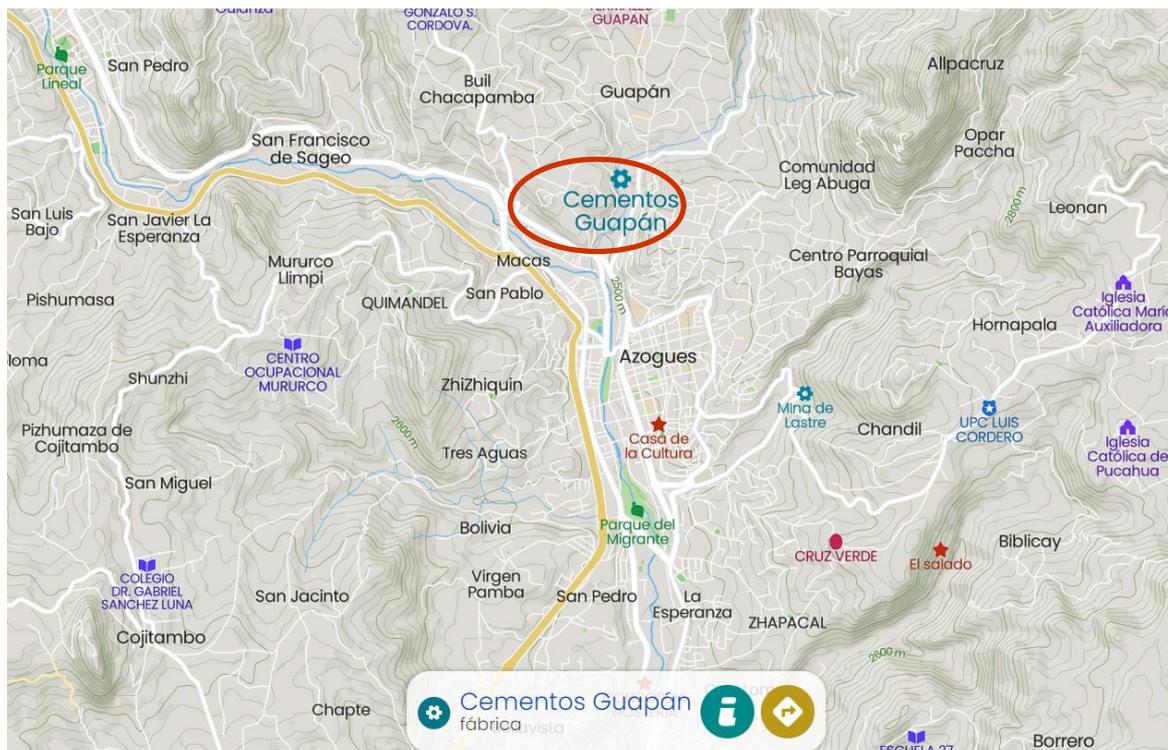


Fig. 1. Ubicación geográfica, Planta Guapán S.A., Azogues-Ecuador. [2]

3.2.2. Misión de la empresa

Producir y vender cemento y sus productos derivados de alta calidad, maximizando la eficiencia operativa e introduciendo elementos de innovación que nos permitan:

- Crear las mejores soluciones para nuestros clientes.
- Mantener un ambiente de trabajo seguro para nuestros colaboradores.
- Respetar el medio ambiente y generar valor para los accionistas.

3.2.3. Visión de la empresa

“Convertirnos en la mejor alternativa para nuestros clientes en el sector de la construcción, siendo competitivos y eficientes en los mercados donde participemos” [3]

4.1. Importancia y alcances

El 85% de las empresas cementeras alrededor del mundo emplean sistemas de recuperación de calor residual, esto les permite disminuir costes en la producción y a su vez contaminación por emisión de CO₂, por esta razón la Unión Cementera Nación Planta Guapán S.A. quiere invertir en mejorar la eficiencia productiva en la elaboración de sus productos, interviniendo y mejorando el proceso de secado de Puzolana.

4.2. Delimitación

El presente proyecto puede influir en la mejora productiva en diferente tipo de empresas, ya que este tipo de sistemas puede ser implantado dentro de la línea de producción de distintas industrias en el sector productivo de cemento a nivel nacional e internacional.

5. Objetivos

5.1. Objetivo general

Diseñar un sistema para recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A. planta Guapán.

5.2. Objetivos específicos

- Diagnosticar la situación actual del proceso de secado de puzolana en el horno túnel de la empresa UCEM S.A planta Guapán.
- Estudiar las tecnologías empleadas en los sistemas de recuperación de calor residual.
- Diseñar un sistema para recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A. planta Guapán.
- Realizar un análisis de costos del sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel.

6. Marco teórico

6.1. Energía

El término de energía tiene múltiples conceptos y/o definiciones, las cuales en resumen indican que es la capacidad de transformar, poner en movimiento, accionar, surgir, obrar o la capacidad de producir un cambio, es decir la capacidad que se tiene para realizar un trabajo [4].

Existen diferentes tipos de energía, las cuales depende del recurso a transformar y en un sistema, la energía total es la suma de todos los tipos de energía que se encuentren relacionados con él, entre las cuales, en 2019, Feynman [4] las define como:

a. Energía Cinética:

Energía relacionada con el movimiento respecto a un sistema de referencia, la misma se puede expresar como:

$$E_K = \frac{1}{2} m * v^2 \quad (1)$$

donde:

- v Velocidad que experimenta el sistema [m/s]
- m La masa del sistema [kg]

b. Energía Potencial

Es la energía producto de la posición del sistema en un campo potencia de fuerzas, o a su configuración respecto a un determinado estado de equilibrio, se expresa como:

$$E_p = m * g * z \quad (2)$$

donde:

- m La masa del sistema [kg]
- g Aceleración de gravedad [m/s²]
- z Diferencia de altura del sistema respecto a un marco de referencia [m]

c. Energía Interna (u)

Es la energía que se genera por el movimiento de las moléculas que conforman el sistema y la interacción entre las mismas. Se manifiesta a través de la temperatura y la misma no es posible expresarla mediante una relación de variables, ni calcularla de manera absoluta.

6.1.1. Ley de la conservación de la energía

Esta ley es expresada como la primera ley de la termodinámica, la cual señala que la energía dentro de un sistema aislado debe mantenerse constante y que la misma solamente puede transformarse en otro tipo de energía, es decir que no puede crearse ni destruirse, solo transformarse [5].

De igual manera, en 2022 Boechler y otros [5], indican que, para determinar la cantidad de energía en cualquier sistema, se podría obtener mediante la ecuación:

$$U_T = U_i + W + Q \quad (3)$$

donde:

- U_T energía interna general o total de un sistema [kJ].
- U_i energía interna inicial de un sistema [kJ].

W trabajo realizado en, por o sobre el sistema [kJ].

Q calor agregado o eliminado del sistema [kJ].

6.1.2. Transferencia de energía

Se relaciona con el intercambio de energía y /o la interacción que tiene el sistema con los elementos que lo rodean la cual, según Ángel y Guin [6], puede realizarse de dos formas:

- a. Calor: relacionada con la energía que fluye como el resultado de variar la temperatura entre el sistema y sus alrededores.
- b. Trabajo: se entiende como la energía que fluye como respuesta a la aplicación de una fuerza determinada. Estos trabajos se pueden clasificar como:
 - Trabajo mecánico: obtenido al aplicar una fuerza sobre un cuerpo durante un cierto desplazamiento.
 - Trabajo PV: se aplica a sistemas de volumen variable. En un diagrama P-V se trata del área bajo la curva del comportamiento del sistema.
 - Trabajo eléctrico: relacionado del trabajo obtenido del movimiento de los electrones en un sistema.
 - Trabajo de tensión superficial: es generado por efectos de tensión superficial y la variación de la misma en un área determinada.
 - Trabajo elástico: es la deformación que experimenta un cuerpo o sistema debido a la aplicación de una o varias fuerzas.
 - Otros: Son otros trabajos termodinámicos, como el magnético, el de flecha y el trabajo químico.

6.2. Entalpía

Es la relación o la función que resulta de combinar la energía interna con una parte del trabajo que pudiese generar el sistema. Su unidad en el sistema internacional SI es el Joule, y se expresa mediante la siguiente ecuación: [4]

$$H = U + W \quad (4)$$

Según Feynman [4], se puede clasificar como la entalpía específica, que se denomina con la letra H y se define como la entalpía por unidad de masa; la entalpía de formación, que se entiende como la variación de la entalpía producida al variar un mol

de compuesto, a partir de los elementos que lo constituyen y la entalpía de combustión, que se entiende como la variación de la entalpía producida por la combustión completa en un mol de compuesto.

6.3. El Calor: Recurso Renovable

Con el pasar de los años el hombre ha buscado diversas formas de generar calor, desde la prehistoria, con el descubrimiento del fuego hasta la actualidad con elementos complejos de generación y almacenamiento de calor. Esta generación de calor, ha sido creada por la combustión o no de elementos, tanto renovables como no renovables y el mismo, es tratado como un recurso que se desaparece luego de su utilización, pero en la realidad existe una generación de calor no perceptible al ojo humano y que puede ser aprovechada de alguna manera. [7]

En los procesos industriales, suelen intervenir grandes equipos generadores de calor, provenientes de fuentes no renovables, para el cual, se supone que este calor cumple cierta tarea o que ha sido transferido a determinado equipo o proceso, pero en realidad este calor invertido en dichos procesos industriales, así como también el disipado en las diferentes transformaciones, suele ser disipado al medio ambiente y con él los recursos económicos invertidos en su generación [7].

Teóricamente, este calor se podría generar y reutilizar de manera ilimitada, asumiendo sólo su costo en el primer proceso de generación, no consumiendo de nuevo energía primaria y lo más importante sin generar algún tipo de contaminación, para las cuales, en 2018 Feynman y Leighton [4] reconocen 3 fuentes de calor residual, tales como:

- Gases de Combustión
- Flujos de productos
- Caudales de agua

De igual manera, indican que la energía térmica solar, es otra fuente de calor en baja temperatura, y que su concepto no encaja en el término de residual, por no ser de ese origen y que se pueden encontrar como la energía radiante y el calor latente de evaporación de la humedad del aire.

6.3.1. Calor residual

Para hablar de calor residual es importante analizar cada uno de los elementos que lo pudiesen generar, tal es el caso de los gases de combustión, cuyas temperaturas suelen ser elevadas, en comparación con los caudales de agua, a los que se les relaciona temperaturas moderadas a bajas; por su parte, los flujos de productos suelen ser

líquidos que se encuentran a temperaturas moderadas, aunque en algunas ocasiones aparecen como productos sólidos o como gases de alta presión. La energía térmica solar que se encuentra en forma radiante puede ser utilizada y captada por colectores para el calentamiento del agua y, de igual manera el calor latente de condensación contenido en la humedad del aire, pudiere ser recuperada en evaporadores de bombas de calor [8].

Todas estas energías del tipo calor residual, se pueden recuperar y utilizar mediante expansores directamente accionados o a través de sistemas térmicos, de igual manera con el uso de intercambiadores de calor o bombas de calor, así como con dispositivos y expansión directa o sistemas accionados térmicamente [8].

6.3.2. Calor Sensible y latente

El calor sensible se entiende como la cantidad de calor que puede recibir un cuerpo sin cambiar su estructura molecular, es decir no cambia su estado (Sólido, líquido o gas). Por su parte el calor latente es la cantidad de energía o calor necesario para que exista un cambio de estado. Si este cambio es del estado sólido a líquido se denomina calor de fusión, por su parte si es de líquido a gas, se denomina calor de vaporización. Es importante destacar que si se aplica más calor a una sustancia, que ya ha alcanzado su cambio de estado, la misma no sobrepasará esta temperatura a la cual se ha generado el cambio de estado [8] [4].

Respecto al calor latente puede calcularse mediante la ecuación:

$$Q = mL \quad (5)$$

donde:

Q Calor necesario [J]

m Masa del cuerpo [kg]

L calor latente específico para cada elemento [kJ/kg]

Respecto al calor sensible, puede calcularse como:

$$Q = m * c(T_f - T_i) \quad (6)$$

donde:

Q Calor [J]

m Masa del cuerpo [kg]

C	Calor específico [kJ/kg]
T_i	temperatura Inicial [K]
T_f	temperatura Final [K]

6.3.3. Capacidad calorífica a presión constante

Denominada como calor específico, se entiende como la variación de la entalpía en relación con la temperatura o con la cantidad de energía que se requiere para aumentar la temperatura de una sustancia en un grado, su ecuación es la siguiente

$$C_p = \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p \quad (7)$$

Si el sistema no experimenta un cambio en su fase, se entiende que es un valor empírico y que para pequeñas variaciones de temperatura puede considerarse constante, por lo tanto:

$$\Delta H_S = (C_p)_M (T_2 - T_1) \quad (8)$$

6.4. Descripción de la puzolana

El empleo de las puzolanas comenzó en el siglo XVIII. En varios países el cemento mezclado con adiciones activas de puzolana es corrientemente muy popular. Las formas más populares de puzolanas usadas en Europa son la ceniza combustible pulverizada y las escorias de alto horno. Por la resistencia extra y bajo costo el producto final es más barato, puesto que hay una sustancial reducción de la cantidad de energía requerida. [9]

Hay que tener presente, que el costo de tales adiciones depende de la sostenibilidad de yacimientos de puzolanas cercanas, puesto que los costos de transporte son un factor importante en cuanto a costos de producción. [9]

6.4.1. Concepto de Material Puzolánico

Las Puzolanas son sustancias silíceas que en combinación con un aglomerante dan compuestos hidráulicos [9].



Fig. 2. Material Puzolánico [3]

Los parámetros que intervienen en el proceso de secado son:

- Humedad
- Flujo Másico de la Puzolana
- Gases Residuales

6.4.2. Humedad

Es el número de kilogramos de vapor de agua que contiene un kilogramo de aire o sólido seco. El contenido en humedad de un sólido puede expresarse sobre base seca o base humedad.

- Base Húmeda. - Se refiere al contenido en kilogramos de humedad por kilogramo de sólido seco más humedad.
- Base Seca. - Kilogramo de humedad por kilogramo de sólido seco.

En los cálculos a realizarse a continuación se referirá la humedad en base seca, debido a que esta permanece constante a lo largo del proceso de secado.

La humedad está presente en el sólido de dos formas:

- Humedad de equilibrio. - Es el límite al que puede llevarse el contenido de humedad de una sustancia por contacto con aire de humedad y temperaturas determinadas.
- Humedad ligada. - Es la humedad mínima del sólido necesaria para que este deje de comportarse como higroscópico [4].

La humedad es el principal factor que interviene en el proceso de secado. La puzolana inicialmente tiene una humedad ligada correspondiente al 18% de su peso, luego del secado alcanzará una humedad de equilibrio del 2%, de este parámetro dependerá la cantidad de calor requerido para el proceso, el tiempo de permanencia del producto en el secadero y las dimensiones de este. Cabe indicar que para los cálculos se toma un

valor del 2% de humedad final, porque al momento de salir del secador, el material estará a una temperatura mayor a la del ambiente, por consiguiente, tratará de alcanzar el equilibrio entre ambas temperaturas, aumentando así su humedad al 4%, que es el valor que permanecerá constante hasta ser alimentado al molino de cemento [5].

6.4.3. Determinación de la humedad

La determinación de la humedad en los materiales se realiza al pesar una muestra y luego llevarle a la estufa durante 15 minutos a 105 °C. Pesando nuevamente y por diferencia de peso que sería la humedad eliminada se calcula con la fórmula [4].

$$\%H = \frac{Pm - Pd}{Pm} 100 \quad (9)$$

donde:

$\%H$ porcentaje de humedad [%]

Pm peso de la muestra [kg]

Pd peso de la muestra desecada [kg]

6.5. Balance de Energía

Se define como la contabilidad de cada uno de los aportes y del consumo de energía que se generan en un sistema en estudio, con la finalidad de conocer y entender los cambios de energía que en él se presenten. Es el estudio del intercambio de energía que tiene un determinado sistema con el ambiente que lo rodea, ya sean cambios físicos o químicos que se puedan ocurrir, y que alteren en gran medida este intercambio, es importante destacar que este balance debe ir de a mano con la ley de la conservación de la energía [8] [5].

La importancia de este estudio radica en que permite conocer los requerimientos energéticos de un sistema, con la finalidad de poder aprovechar su entorno para obtener beneficios (en términos de trabajo) a partir de la energía que entra o sale de dicho sistema, para lo cual en 2022, Basurco [10] expresa que las aplicaciones más importantes para la aplicación de este balance está enfocado en lograr una producción efectiva de calor, así como también la recuperación y utilización efectiva del calor, determinar consumo de combustibles y calcular la cantidad de energía necesaria para un sistema.

6.5.1. Ecuación del balance de energía

Para plantear dicha ecuación, se debe recordar que su principio fundamental se basa en la ley de conservación de energía, para la cual la velocidad con la que entra la energía a un sistema, menos la velocidad con la que sale, más la velocidad con la que el calor entra o sale del sistema, más la velocidad con la que el trabajo entra o sale, es igual a la acumulación de energía en dicho sistema, según Feynman [4], se expresa como:

$$\dot{Q} + \dot{W} - \Delta(\dot{H} + \dot{E}_p + \dot{E}_K) = \Delta\dot{E} \quad (10)$$

Para el caso de sistemas estacionarios sin acumulación de energía, se tiene

$$\dot{Q} + \dot{W} = \Delta(\dot{H} + \dot{E}_p + \dot{E}_K) \quad (11)$$

Si se considera un sistema cerrado donde no hay intercambio de masa con los alrededores, se puede expresar la ecuación de la siguiente manera:

$$Q + W - \Delta(U + E_p + E_K) = \Delta E \quad (12)$$

Para sistemas en estado estacionario:

$$Q + W = \Delta(U + E_p + E_K) \quad (13)$$

De manera general, la energía potencial y cinética cambian poco en sistemas termodinámicos, esto en relación a la variación de la energía interna, para ello, se tiene la siguiente ecuación:

$$Q + W = \Delta U \quad (14)$$

6.5.2. Balance de energía en equipos de transferencia de calor

Por lo general, estos equipos utilizan doble corriente de fluidos, una caliente y una fría con la finalidad de proporcionar el intercambio térmico. Para este caso la ecuación de balance de energía, para intercambiadores de calor, se reduce a:

$$\Delta H = Q \quad (15)$$

donde:

Q Es el calor que se intercambia y es la sumatoria del calor sensible y el calor latente.

ΔH Es el cambio de entalpía del sistema

Si el sistema no presenta cambios de estado, es decir solo hay calentamiento o enfriamiento, la ecuación queda como:

$$m * \Delta H = m * C_p * \Delta T \quad (16)$$

donde:

m masa del sistema [kg]

C_p capacidad calorífica a presión constante [kJ/kg]

ΔT variación de la temperatura [K]

Para el caso en donde la sustancia se encuentre a un volumen constante, el calor es utilizado para aumentar la energía interna, lo cual se relaciona como lo siguiente:

$$m * \Delta U = m * C_v * \Delta T \quad (17)$$

Bajo estas condiciones, ya sea a volumen constante o presión constante la capacidad calorífica varía según el estado físico de la sustancia o si es una mezcla.

6.6. Balance de Masa

Es una herramienta ampliamente usada, conocida también como balance de materia, y está enfocada a resolver múltiples problemas en la rama de la ingeniería, ya que permite conocer la información vital de un proceso a partir de una cierta cantidad de datos conocidos, que en algunas oportunidades suelen ser limitados, basados en conceptos de termodinámica y conceptos básicos de la ingeniería [11].

Para realizar balances de masa, se hace necesario tener claros conceptos que resultan vitales para su entendimiento y que se analizarán en la sección siguiente

6.6.1. Sistema

Se define como la zona específica o total del proceso a estudiar, es decir la zona de interés a la cual se desea realizar el balance de materia, para lo cuales se crean o generan unos límites, los cuales pueden ser reales o ficticios. Un sistema puede clasificarse como tipo Abierto, el cual permite intercambios de masa a través de los límites del sistema; y del tipo cerrado, quien no permite este tipo de intercambio con los alrededores [12].

Existe otra clasificación de los sistemas, los cuales hacen referencia a su estado, los mismos pueden ser de estado estacionario, el cual no permite acumulación de masa, mientras que los del tipo transitorio sí permite acumulación de masa dentro de él [13].

6.6.2. Alrededores

Se define como toda zona y elementos que no formen parte del sistema y que se encuentren cercanos a él. Una vez establecidos los límites, en algunas oportunidades saber y entender los efectos que pueda causar el sistema a sus alrededores puede ser tarea indispensable, ya que permite determinar los efectos que pueda causar dicho elemento sobre todas las zonas que no forman parte del sistema y se encuentran fuera de los límites de éste [14].

6.6.3. Definición de Balance de masa

La definición de un balance de masa es simple, su concepto se reduce a la Ley de conservación de la materia, la cual expresa que la masa que ingresa a un sistema, sale o se acumula, dependiendo del tipo de proceso interno del sistema, es decir, *“la masa no se crea ni se destruye, solo se transforma”* [15].

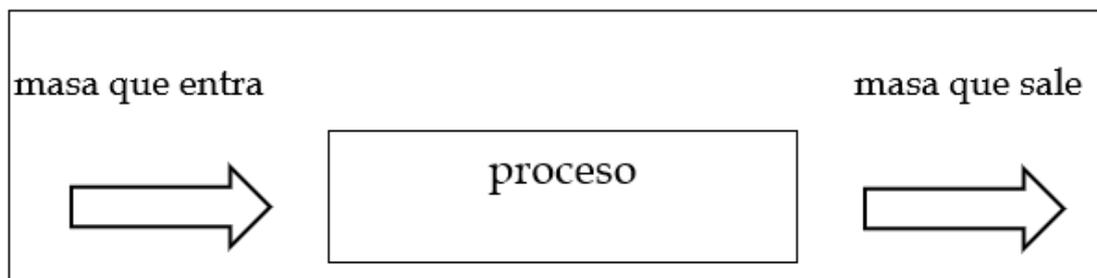


Fig. 3. Balance de Masa [15]

Entrada - Salidas = Acumulación

Desde otro punto de vista, el balance de masa se puede ver como un conteo total de todas las entradas y salidas de masa a un sistema, así como la acumulación de ésta. La elaboración de un balance de masa es de vital importancia para ello, puesto que brinda información sobre las concentraciones máxicas de modo que permita calcular los equipos que forman parte del proceso dentro del sistema en estudio [16].

Para sistemas abiertos, el balance de masa se puede definir de la siguiente manera:

$$\Sigma \textit{masa}_{\textit{acumuld en el sistema}} = \Sigma \textit{masa}_{\textit{entra al sistema}} - \Sigma \textit{masa}_{\textit{sale del sistema}} \quad (18)$$

Para sistemas estacionarios, se cumple lo siguiente:

$$\Sigma \textit{masa}_{\textit{entra al sistema}} = \Sigma \textit{masa}_{\textit{sale del sistema}} \quad (19)$$

6.6.4. Flujo Másico

Se define como la medición de número de moléculas que fluyen a través de un determinado instrumento, sin importar cuanto espacio ocupen esas moléculas- se expresa como la tasa del flujo volumétrico estandarizado, es decir la cantidad de espacio que estas moléculas ocuparían a condiciones de temperatura y presión estándar [5].

7. Diagnóstico de la situación actual del proceso de secado de puzolana en el horno túnel de la empresa UCEM S.A planta Guapán.

La empresa UCEM S.A planta Guapán, cuenta con un secador rotatorio de corriente paralela para el secado de puzolana, tiene una capacidad de 30 Ton/h de puzolana húmeda, la materia prima ingresa al secador rotatorio con un 18% de humedad y sale con un 2%.



Fig. 4. Secador rotatorio con corriente paralela [3]

7.1. Elementos que conforman el secador de puzolana

Según Álvarez [17] define los elementos que conforman el secador de puzolana, y esta caracterización se aplica al caso en estudio, a saber:

1. Tambor rotatorio: Se encuentra dentro del secador de puzolana cuyo movimiento rotacional es constante y posee aspás que tienen una inclinación determinada la cual permite el movimiento del material al interior del secador.

Las dimensiones del tambor rotario son las siguientes

Longitud total:	13 m
Diámetro interno:	2.20 m
Diámetro externo:	2.60 m



Fig. 5. Tambor Rotario [3]

2. Cámara de Combustión: Es el lugar donde se comprime la mezcla del aire y el combustible, la cual produce una reacción química para el funcionamiento óptimo del secador.

Las dimensiones de la cámara de combustión son las siguientes,

Longitud total: 5 m
Diámetro externo: 1.80 m



Fig. 6. Cámara de combustión [3]

3. Tolva de ingreso de material: Sirve para el ingreso y clasificación de materia prima mediante zarandas, tiene una capacidad para 30000 Ton/h.



Fig. 7. Tolva de Almacenamiento [3]

4. Quemador SAACKE: En el quemador se puede encontrar el controlador incorporado el cual regula la cantidad de combustible en base a las temperaturas de la cámara y el material.

Las características principales son:

- Temperatura de combustión 800 °C
- Combustible a utilizar: Bunker



Fig. 8. Quemador SAACKE [3]

5. Dispositivos Elevadores (lifters): Su propósito es elevar y formar una especie de cortina con las partículas del material a través del chorro de gas promoviendo un contacto íntimo entre el sólido húmedo y los gases calientes.



Fig. 9. Dispositivos elevadores [3]

6. Ventiladores. Su función es proveer el fluido de trabajo (aire), que posteriormente será calentado por el quemador.



Fig. 10. Ventilador [3]

7.2. Secador de túnel con corriente paralela

Las direcciones de la corriente del aire y del producto en desecación son las mismas. A medida que el producto avanza a lo largo del túnel se va poniendo en contacto con aire cada vez más frío, por lo cual se evita que el calor dañe el producto. Con este método es posible tener un control más exacto de la humedad del sólido, así como un control de la temperatura en el material [17].

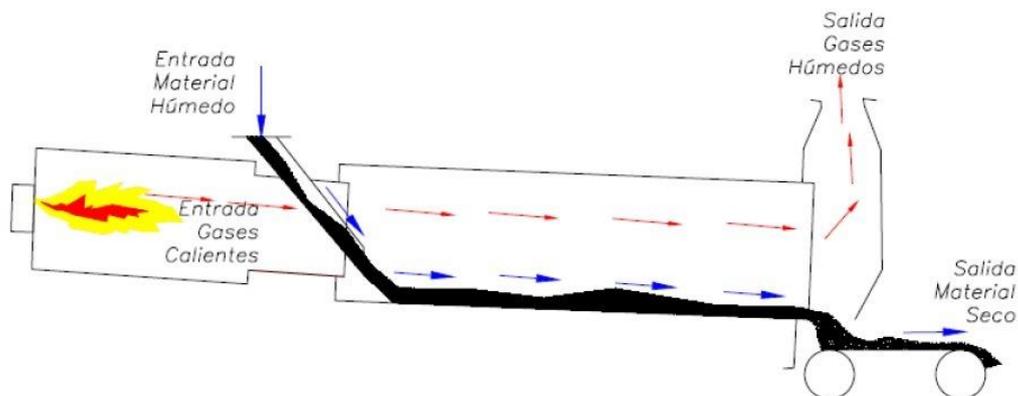


Fig. 11. Secador túnel con corriente paralela [17]

Para el caso de estudio, la empresa UCEM S.A planta Guapán cuenta con un secador rotatorio de corriente paralela para el secador de puzolana, este cuenta con un tambor rotatorio, una cámara de combustión, una tolva para ingresar material, un quemador, elevadores y ventiladores.

El fluido de trabajo del secador rotatorio es aire, que se calienta por medio de un quemador de la marca SAACKE ver figura 8, este quemador consume 30 mil galones de búnker (combustible) al mes, el costo promedio de cada galón es de 1\$.

7.2.1. Gases Residuales

Según el manual tecnológico del cemento, los secadores de tambor también funcionan con gases residuales del horno o con aire residual caliente de los enfriadores de parrilla. El trabajo conjuntado del horno, enfriador de Clinker y el secadero, economiza combustible [4].

8. Estudio de las tecnologías empleadas en los sistemas de recuperación de calor residual.

En este apartado se estudian las tecnologías empleadas en los procesos de recuperación de calor residual en la industria, dentro de la industria del cemento las formas más utilizadas para la recuperación de calor residual son los intercambiadores de calor y los ciclos de potencia de vapor y de gas, ejemplo: ciclo Brayton y ciclo Rankine.

8.1. Tecnologías de Recuperación

En 2019, Medina y Jaramillo [18] describen las características básicas de las diferentes tecnologías de recuperación de calor residuales, consideradas como las más implementadas a nivel industrial, a saber:

8.1.1. Intercambiadores de Calor:

Se consideran como equipos idóneos para realizar el trabajo de recuperación de calor, éstos pueden ser del tipo de tubo o carcasa, rotativos, de placas, de fluido intermedio (sistema bi transfer) o del tipo de tubos de calor.

Entre los más importantes, resaltan los intercambiadores de placa, en donde el fluido primario y secundario se encuentran separados por una fina pared metálica corrugada, con el fin de alcanzar la máxima transferencia de calor. Su principal competidor es el sistema de tubo o carcasa, pero este último presenta problemas relacionados con sus dimensiones y a la deficiente distribución de líquido, suelen ser difícil de limpiar y de manera general, las pérdidas de carga que originan son bastante elevadas

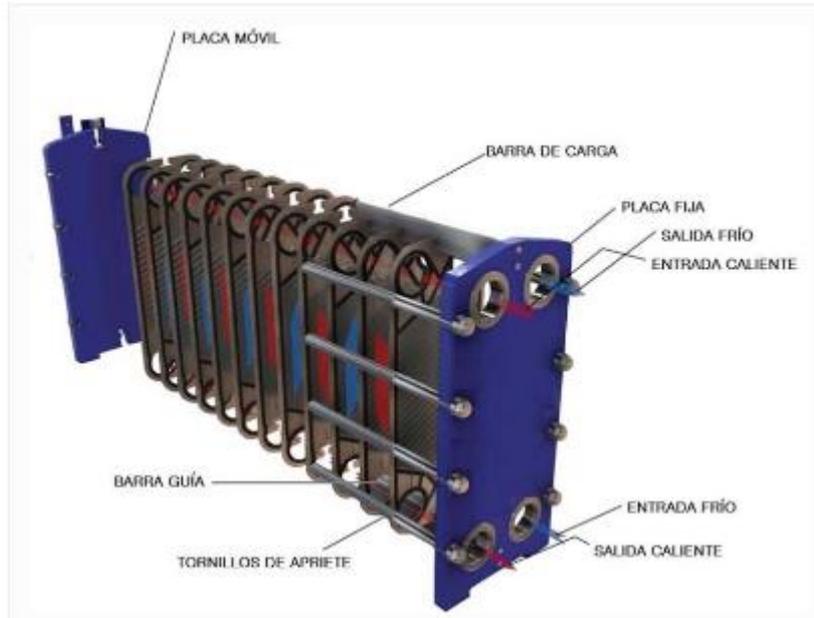


Fig. 12. Intercambiador de calor de placas [19]

8.1.2. Caloductos

Se considera como un tubo cerrado en el cual se encuentra contenido un líquido o fluido y una estopa, en lo que ocurre un efecto de capilaridad, para lo cual, al aplicarle calor en un extremo, el líquido contenido en ese extremo se evapora y el vapor circula hacia las zonas frías del tubo generando un efecto de condensación. El caloducto se basa en el efecto capilar y su eficiencia depende de la inclinación respecto a la horizontal, así como del tamaño de los poros y caloducto a tensión superficial del fluido [20].

En la actualidad los caloductos son utilizados para temperaturas en el rango de los 350 °C, pero existen aplicaciones a mayor nivel de temperatura. Su rama de aplicación se extiende a la recuperación de calores en los procesos, para recalentamiento del aire o algún gas; recuperación de calores residuales en los procesos de calefacción, así como para la recuperación en acondicionamiento de aire para precalentar en invierno o preenfriar en verano [20].

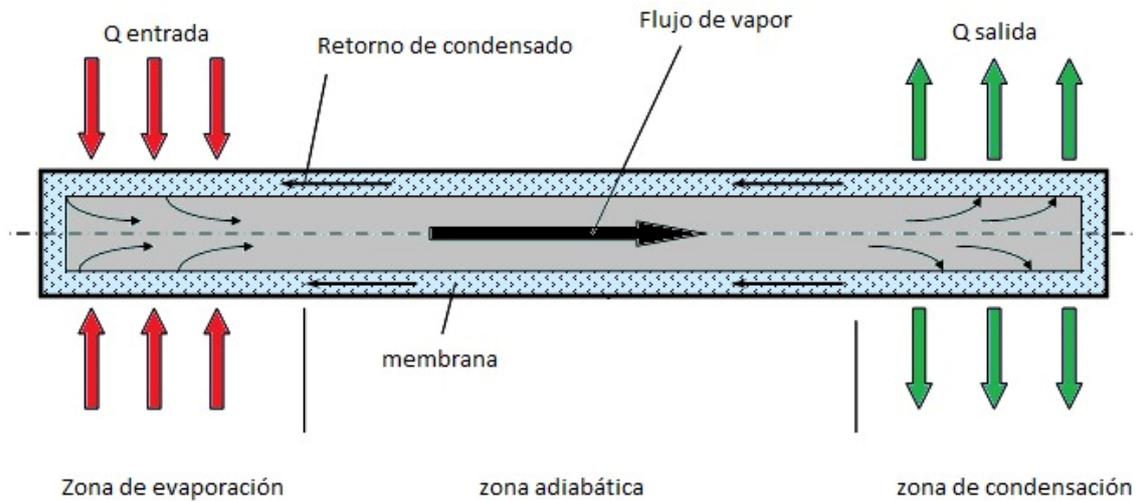


Fig. 13. Esquema de un caloducto [21]

8.1.3. Intercambiadores Bi Transfer

El sistema está conformado por dos intercambiadoras que se encuentran conectados a través de un circuito que contiene un fluido encargado de transportar el calor. Su funcionamiento consiste en que el fluido circule mediante una bomba entre las placas, y que este fluido se caliente a través de su paso por el intercambiador colocado en el conducto de gases calientes. Su principal ventaja frente a los caloductos radica en el hecho de que le permite realizar el intercambio de calor estando ambos conductos de gases calientes y fríos distantes entre sí. Como punto negativo de este sistema es que la utilización de una bomba le relaciona un consumo de trabajo, así como mantenimientos asociados a dicho equipo. De manera general, para una determinada superficie de intercambio, se debe seleccionar y calcular la relación del área ambos intercambiadores, así como la capacidad térmica del fluido a fin de que se obtenga la máxima eficiencia [22].

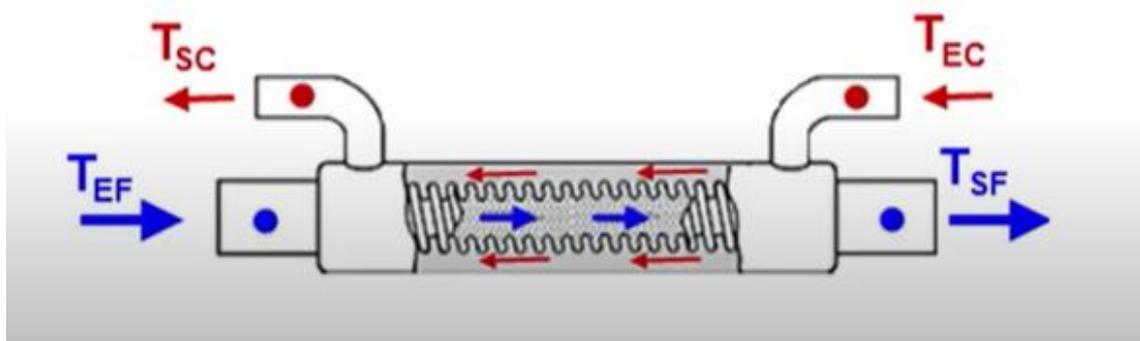


Fig. 14. Intercambiador Bi Transfer [22]

8.1.4. Regeneradores Rotativos

También conocido como intercambiador Ljungstrom, es utilizado principalmente para el precalentamiento del aire en instalaciones de combustión. En su diseño posee una rueda higroscópica del tipo metálico o cerámico, y mediante el giro de la misma, genera una absorción de del calor del flujo d ellos gases calientes que pasan a través de él, para luego transferir dicho calor al flujo de gases fríos. Esta rueda, además de transferir calor latente, puede transmitir calor sensible. En este tipo de aplicaciones, la diferencia de temperatura suele ser pequeña, de tal manera que los caloductos funcionarían de manera ineficiente [22].

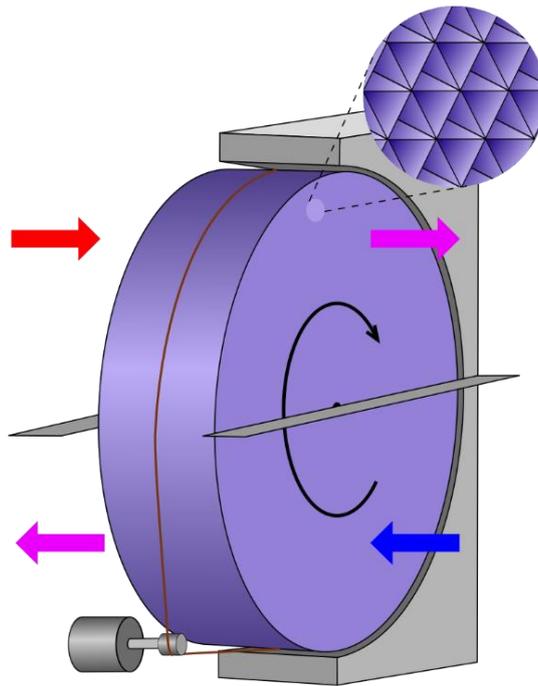


Fig. 15. Regeneradores Rotativos [22]

8.1.5. Calderas de Recuperación

Este tipo de sistema no cuentan con un sistema propio de combustión, sino que utilizan los gases calientes provenientes de otros procesos como, por ejemplo, un horno. Su uso se relaciona a la generación de vapor, aunque también tiene aplicaciones para la generación de agua caliente o algún otro fluido del tipo térmico [23].

Se considera uno de los equipos de recuperación de calor más compactos, debido a que el proceso de evaporación se realiza con un coeficiente de transferencia de calor elevado, de igual manera su aplicación es mucho más económica con cualquier otro tipo de sistema de recuperación comparable. Es importante destacar que, debido a las altas velocidades de transmisión de calor asociadas, los tubos se mantienen a una temperatura considerablemente baja, lo cual hace que pueda trabajar con cualquier

tipo de gas a temperaturas elevadas. Este tipo de calderas pueden ser del tipo pirotubulares, acuotubulares y compactas [23].

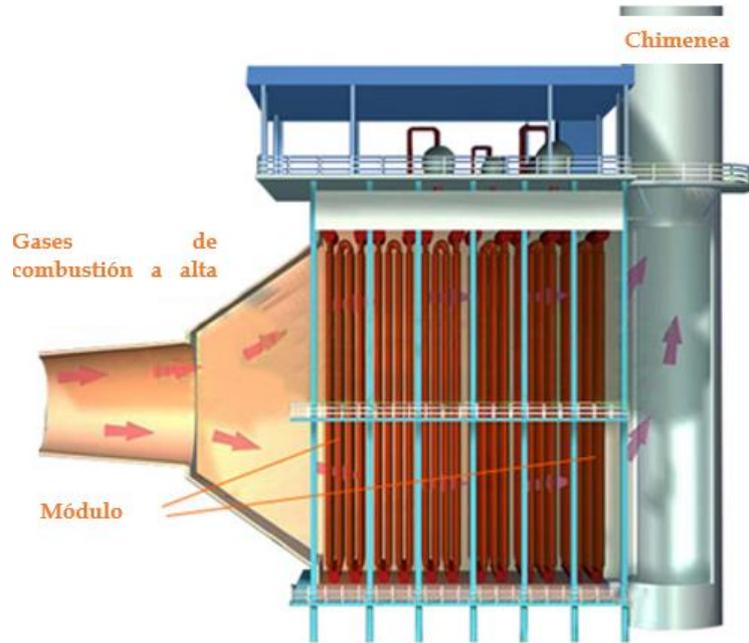


Fig. 16. Caldera de Recuperación [23]

8.1.6. Recuperadores

Se entiende como un intercambiador del tipo gas-gas utilizado principalmente para recuperar el calor en gases calientes. se asocia su aplicación al precalentamiento de aire de combustión en calderas y hornos considerándose como un competidor directo del regenerador rotativo. En la actualidad existen dos tipos de recuperadores, los del tipo convección aplicados a temperaturas inferiores a los 100 °C, construidos en principio en material cerámico, pero dicha aplicación presentó innumerables figas, por lo que en la actualidad han sido sustituidos por metálicos. Los recuperadores de radiación por su parte, tiene la forma de dos cilindros concéntricos en el cual el aire al ser calentado generalmente circula por el anillo exterior, mientras que los gases calientes lo hacen por la zona o conducto general [24].

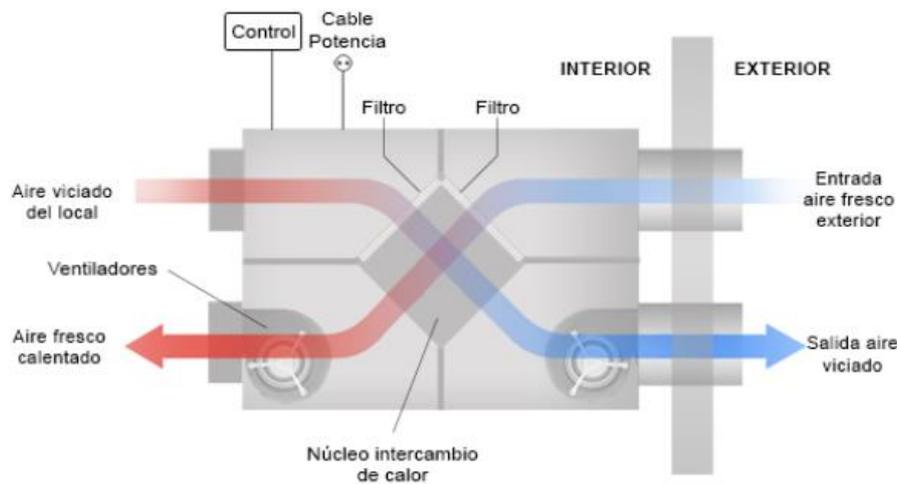


Fig. 17. Recuperador de calor [24]

8.1.7. Ciclo de Rankine

Se entiende como un ciclo que opera con vapor, y se asocia a las centrales termoeléctricas, su funcionamiento se resume en calentar el agua en una caldera hasta que sea evaporada y la presión se eleve, este vapor a presión se lleva a una turbina donde se produce energía cinética la cual se relaciona con la pérdida de vapor. Una vez transformada la energía, el vapor sigue su camino hacia un condensador donde lo que queda de este será transformado a estado líquido para ser absorbido por una bomba que le subirá la presión para nuevamente ser introducido dentro de la caldera [25].

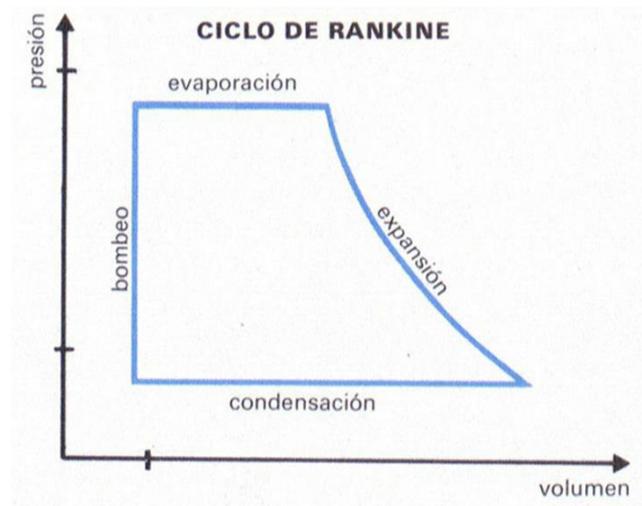


Fig. 18. Ciclo de Rankine [25]

Los sistemas de recuperación de calores residuales que generan algún tipo de trabajo mecánico basados en el ciclo de Rankine se pueden clasificar en:

- a. Por el tipo de fluido ya sea vapor o fluido orgánico
- b. Según la configuración del ciclo de trabajo, ya sea simple o regenerativo
- c. Por la forma de energía que producen, ya sea mecánica o electricidad

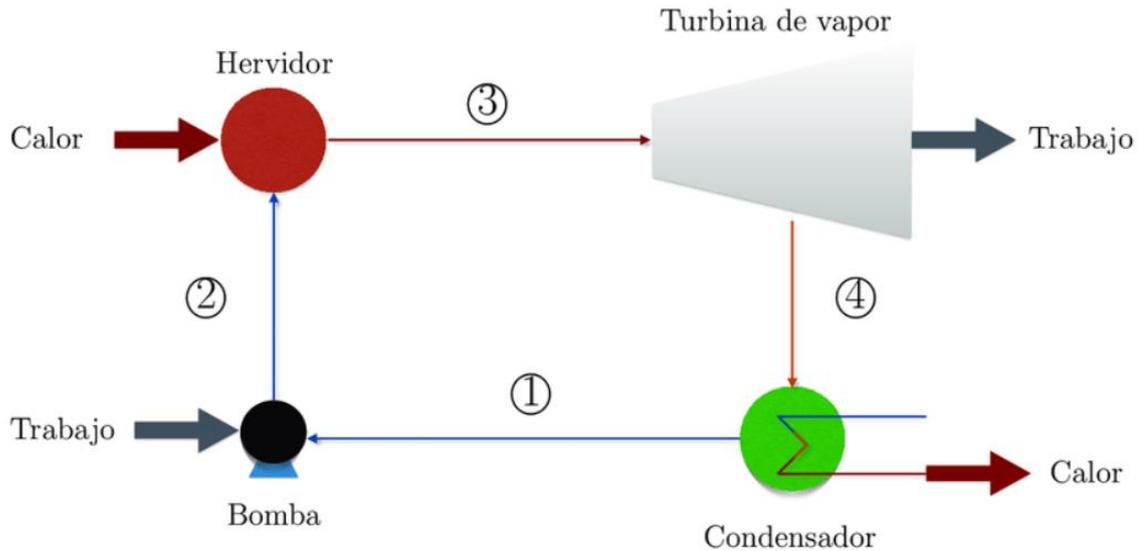


Fig. 19. Componentes de un Ciclo de Rankine [25]

Los ciclos de Rankine tienen la capacidad de alcanzar rendimientos elevados en un amplio rango de temperaturas, que van desde los 70°C hasta los 1200 °C. El rendimiento ideal de este ciclo tiene el mismo valor que el ciclo de Carnot [26].

En la configuración en ciclo simple, el vapor generado se expande en la turbina y condensa en un condensador, es entonces cuando el calor es disipado en el condensador y se cede el agua de enfriamiento, completándose el circuito mediante una torre de enfriamiento. En este punto, la turbina produce energía mecánica o genera electricidad. Para este tipo de modelos se emplean fluidos orgánicos o vapor de agua. Para plantas de potencia mayor a 7000 kW, se utiliza una configuración con vapor a dos presiones [25] [26].

Por su parte, en una configuración de ciclo regenerativo, se utilizan fluidos orgánicos tales como el tolueno, que trabaje a temperaturas relativamente elevadas. En este caso una porción de la entalpía del vapor que sale de la turbina es transferida a través de un intercambiador de calor regenerativo con la finalidad de precalentar el líquido procedente de la bomba de alimentación a la caldera [27].

En términos generales, este ciclo es más eficiente en comparación con el ciclo simple, lo que hace que tenga una potencia mayor. Lo que trae como consecuencia una reducción del rendimiento si el vapor a la salida de la turbina está ligeramente recalentado [25] [27].

8.1.8. Ciclo de Brayton

Este ciclo relaciona las operaciones con aire, ampliamente utilizados en motores de reacción de aviones, y en todas las aplicaciones de centrales termoeléctricas que no funcionan con vapor. Este ciclo consiste en darle presión al aire para que luego sea sometido a un proceso de calentamiento a base de quemar combustible. Este gas resultante a alta temperatura se hace pasar por una turbina en la cual se extrae su energía, que se utiliza para impulsar el compresor y la energía restante para girar un generador eléctrico [28].

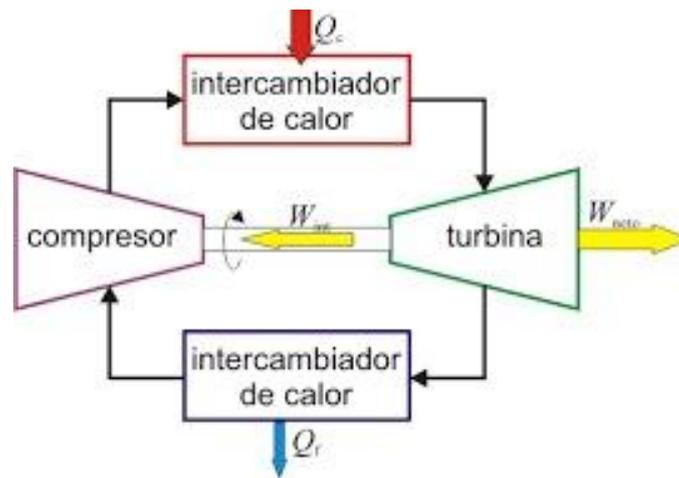


Fig. 20. Ciclo de Brayton [29]

Para este caso, dos tipos de caudales residuales pueden ser utilizados en esta aplicación, aquellos relacionados con caudales de gases con energía química los cuales pueden ser utilizados directamente como combustible en la turbina; y los caudales con temperaturas elevadas que son utilizados para transferir calor al fluido de trabajo de la turbina [28] [30].

El trabajo útil obtenido se calcula fácilmente mediante el primer principio de la Termodinámica:

$$W = Q_E - Q_S = m * c_p * (T_3 - T_2) - m * c_p * (T_4 - T_1) \quad (20)$$

donde:

W trabajo útil [J]

Y a partir de esta igualdad se demuestra que el rendimiento es igual a la siguiente expresión, donde C_p es la relación de compresión del ciclo, esto es, el cociente entre la

presión de salida y la presión de entrada del gas al compresor. γ es el coeficiente adiabático del gas, que en el caso del aire vale 1,4.

8.1.8.1. Tipos de ciclo de Brayton

8.1.8.1.1. Ciclo de Brayton abierto

En este ciclo, el aire de la atmósfera ambiente se comprime a una presión y temperatura mucho más alta que la que se encuentra presente en el compresor. En la cámara de combustión, el aire se sobre calienta quemando así la mezcla existente entre el combustible y aire en el flujo de aire. La combustión y los gases se expanden en la turbina a una presión cercana a la atmosférica. En resumen, significa que los gases se descargan directamente a la atmósfera [31].

8.1.8.1.2. Ciclo cerrado de Brayton

En este tipo de ciclo, el medio de trabajo recircula en el circuito, lo cual genera que el gas que es expulsado desde la turbina es reintroducido al compresor. Para este ciclo, se usa un intercambiador de calor. Este tipo de ciclos, generalmente se utiliza en turbinas de gas y reactores de alta temperatura refrigerados por gas [31].

8.1.9. Bombas de Calor

Es un dispositivo que funciona según el ciclo termodinámico, el cual absorbe el calor a baja temperatura y lo trasfiere a otro elemento a una temperatura más elevada mediante el consumo de trabajo, cediendo más energía que la que consume, la cual es una condición necesaria si la misma se va a implementar como un sistema de recuperación de calor. El compresor suele ser el elemento más importante en una instalación de bomba de calor, para lo que se han venido utilizando compresores alternativos, ya que los mismos permiten alcanzar altas relaciones de compresión a un rendimiento aceptable trabajando a cargas parciales [32].

En el ciclo de recuperación de calores residuales en los procesos industriales, la aplicación tanto en los compresores centrífugos como los de tornillo presentan un gran potencial de aplicación; Tanto para vapor como fluidos orgánicos pueden ser utilizados como fluidos de trabajo en el ciclo de potencia, en tanto que para el ciclo de frío sólo se utilizan fluidos orgánicos [32].

El fluido y/o refrigerante que circula dentro de estos equipos, se pueden encontrar en estado líquido o gaseoso, lo cual dependerá de la presión y la temperatura a la que éste se encuentre. En el proceso de funcionamiento de la bomba de calor, el fluido cambia

de estado, con el fin de ganar o perder calor, para este ciclo se tiene el siguiente proceso [32] [33]:

1. Ciclo de Evaporación: en este ciclo el fluido pasa de estado líquido a gaseoso, mediante la absorción de calor, existente en el sistema con el cual interactúa, hasta que se evapora completamente, es en esta fase cuando el fluido se enfría.
2. Ciclo de Compresión, el cual se encarga de comprimir el fluido que se encuentra en estado gaseoso con el fin de elevar su presión e impulsarlo hacia el condensador.
3. Ciclo de Condensación, en el cual el fluido pasa a través de un serpentín largo, el cual cumple la función de un elemento condensador, a través del cual el fluido en estado gaseoso va cediendo calor al exterior hasta que vuelve al estado líquido.
4. Ciclo de Expansión, el cual se da gracias a la acción de una válvula diseñada para este trabajo, para el cual el fluido en estado líquido pierde presión para volver a la etapa de evaporación e iniciar de nuevo el ciclo.

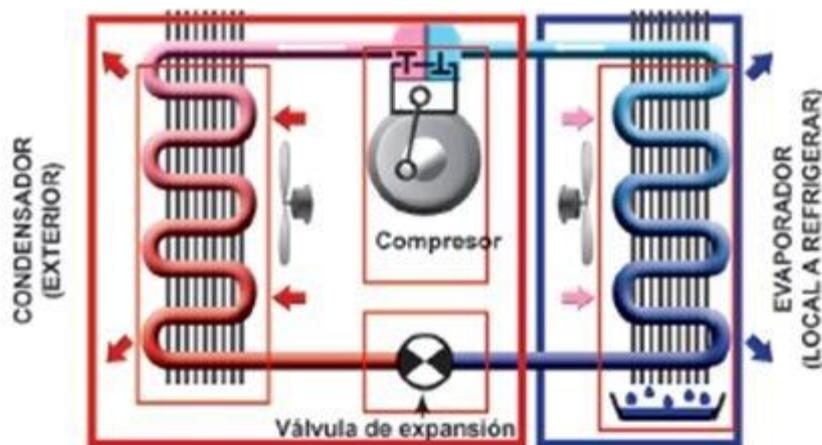


Fig. 21. Elementos que componen una bomba de calor [34]

8.1.10. Expansores

Son equipos que transforman directamente la energía residual en alguna otra forma de trabajo, ampliamente utilizados en la industria del acero y petroquímica. Su aplicación principal radica en el hecho de que, en lugar de descargar un caudal residual de gases al ambiente, se haga a través de unos expansores, generando así energía mecánica, siempre y cuando los gases tengan presiones como mínimo de 20 psi para que el expansor pueda ser utilizado de manera eficiente, sin embargo, si el caudal es un vapor condensable, se pueden utilizar presiones similares a la atmosférica e incluso inferiores [35].

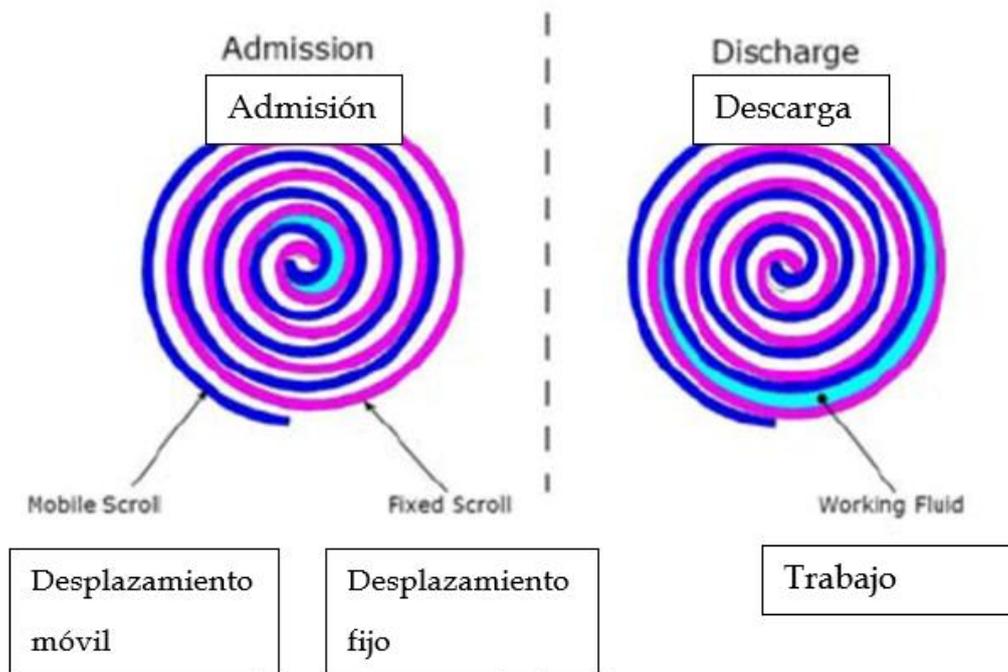


Fig. 22. Esquema de un expansor de desplazamiento

8.1.11. Quemadores

La técnica de recuperación de calor residual mediante la combustión de caudales de gases conteniendo, se considera como una alternativa relativamente económica de la conservación de la energía. En la actualidad existen diferentes procesos que contienen hidrocarburos o monóxido de carbono, los cuales, mediante combustión, pueden liberar una significativa cantidad de energía, la cual puede ser utilizada para generar vapor o calor a otros procesos, siempre y cuando se tenga especial cuidado de que estos gases no contengan sustancias tóxicas o contaminantes y que tampoco se formen en su combustión.

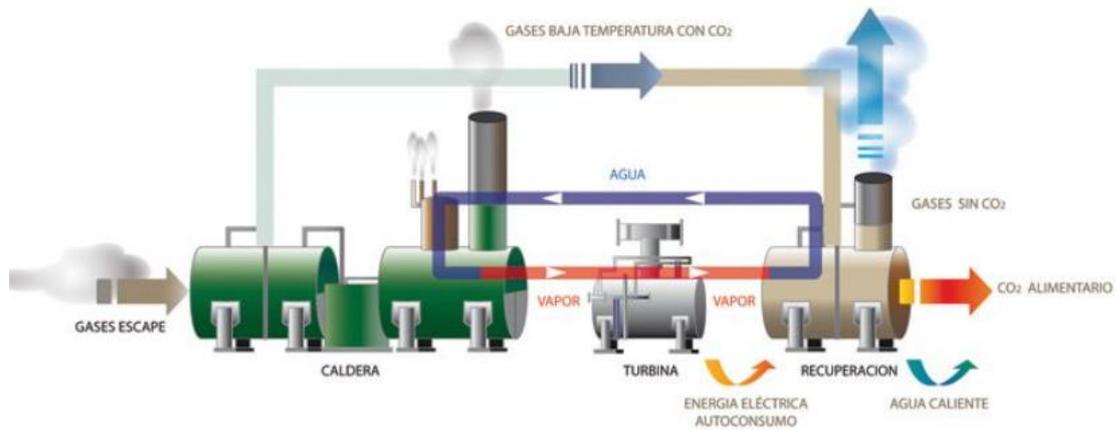


Fig. 23. Recuperación de Calor en calderas [28]

9. Diseño de un sistema para recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A. planta Guapán

9.1. Características generales del sistema propuesto

El proyecto consiste en el cálculo de los tres elementos resaltados en la figura 24, con el fin de recuperar los gases residuales provenientes del horno de Clinker, los cuales en la actualidad son dirigidos a una chimenea, y son desaprovechados.

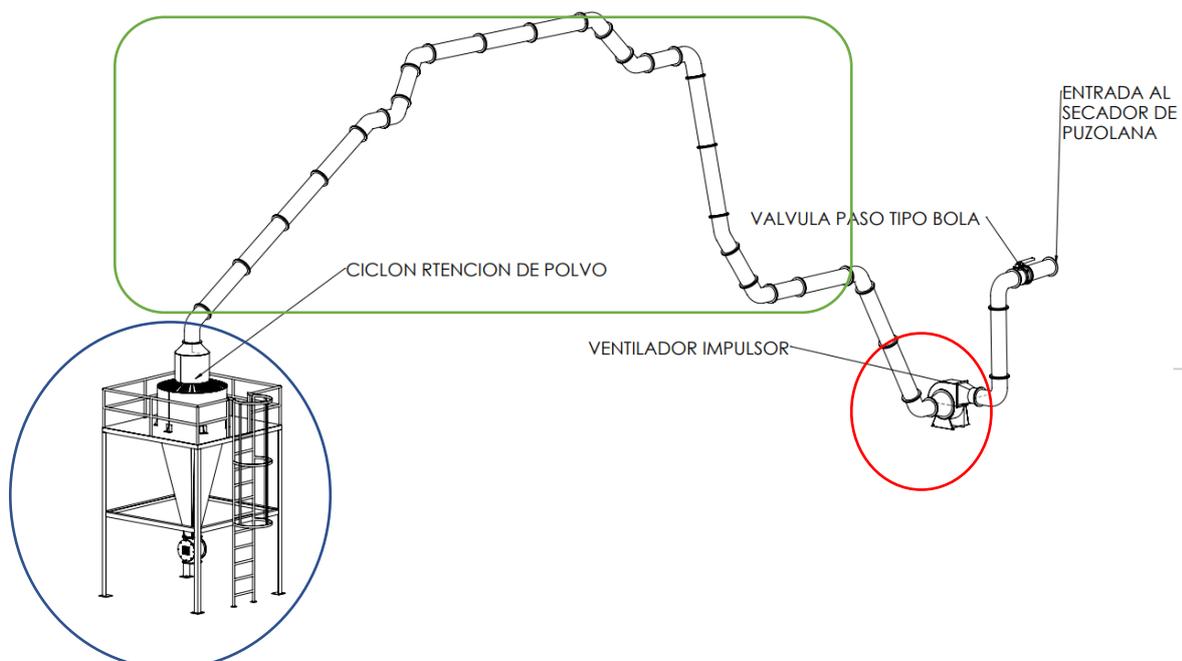


Fig. 24. Bosquejo en elevación de la propuesta de diseño del sistema de recuperación de calor.

Con el fin de aprovechar estos gases, los cuales poseen una cierta temperatura, se desea alimentar un subproceso que requiera de esta energía calórica para su proceso, como es el caso del secador de Puzolana, el cual en la actualidad utiliza un quemador para calentar de fluido de trabajo (aire) y ocupa como combustible el búnker, para secar dicho producto.

Es por ello que se plantea realizar una canalización que traslade dicho gas residual al proceso de secado de la puzolana, y evitar con esta estrategia el uso del combustible tipo bunker. Para ello, se debe realizar un análisis al proceso de secado de la puzolana, su composición química y requisitos de funcionamiento, para con estos datos realizar un balance de masa y energía y adquirir de los gases residuales del horno secador de Clinker, el flujo volumétrico necesario para el funcionamiento adecuado de dicho proceso.

Los otros elementos serán calculados a fin de satisfacer las necesidades obtenidas en el balance de energía y los facilitados por la empresa cementera, provenientes de su proceso denominado Horno Secador del Producto Clinker.

9.2. Composición Química de la Puzolana

La composición química de las puzolanas analizadas se realizó en el departamento de calidad de UCEM S.A. planta Guapán, y se obtuvieron los siguientes resultados.

Tabla I. Composición Química de la Puzolana [3]

Nombre	Componente	%
Óxido de Silicio	SiO_2	65.26
Óxido de aluminio	Al_2O_3	16.63
Óxido de hierro (III)	Fe_2O_3	4.70
Óxido de Calcio	CaO	4.22
Óxido de Magnesio	MgO	1.75
Óxido de azufre (VI)	SO_3	0.04
Óxido de sodio	Na_2O	4.88
Óxido de potasio	K_2O	2.66
Óxido de titanio (IV)	TiO_2	0.58
Óxido de manganeso (II)	MnO	0.09

9.2.1. Puzolanas utilizadas en UCEM S.A. planta Guapán

La existencia de puzolanas se debe a la formación geológica, en donde tiene mucho que ver el volcanismo y que abarca la parte austral del Ecuador que comprende las

provincias de Azuay, Cañar y Loja. En nuestro país también se ha detectado yacimientos de puzolanas en las provincias de Chimborazo, Tungurahua, Cotopaxi, Pichincha e Imbabura. En la zona austral tenemos la existencia de puzolanas en las zonas de Llacao, Chaullabamba, Javier Loyola, Solano, Déleg.

La puzolana en nuestro medio es producto de la actividad volcánica que termino hace miles de años cuyos materiales eruptivos fueron arrastrados por los glaciares. Las manifestaciones más importantes forman una sucesión de picados y planicies que se desprenden de la cordillera occidental en las inmediaciones de Déleg, siguen con rumbo norte sur hasta frente a la población de Sidcay, pasando por Solano y Llacao, de donde se dobla bruscamente hacia el este hasta las inmediaciones de la zona del Descanso.

La UCEM S.A. planta Guapán, actualmente para la fabricación de su cemento emplea la puzolana extraída de los yacimientos ubicados al norte del país, en la provincia de Tungutahua y Cotopaxi.

La puzolana de esta cantera se lo explota a cielo abierto la mina permite la suficiente facilidad para que un equipo constituido por un tractor de oruga y un cargador frontal que hacen dicho trabajo de explotación.

Este trabajo de explotación incluye el almacenamiento del material en el mismo lugar de la mina. Una vez extraído el material de la mina y almacenado, éste debe ser transportado en volquetes a la industria de cemento UCEM S.A. planta Guapán donde va a ser usado en la fabricación del cemento.

9.2.2. Características físicas y químicas de la puzolana utilizada en la UCEM S.A. planta Guapán.

Las puzolanas tienen diferentes formas, diferente granulometría o estado de subdivisión y sus dimensiones varían de acuerdo a su naturaleza, estructura; pero, generalmente son materiales muy finos y de menor densidad que el Clinker portland.

Dependiendo del lugar, profundidad y condiciones climáticas donde se extraiga la puzolana, su humedad puede ir desde 15 a 18%. Son de fácil molienda, y mientras más secas se encuentren más fácil es su molienda.

La densidad aparente está comprendida entre 0.8 -1.4 g/cm³ lo que significa que tiene una densidad menor que el cemento portland.

9.2.3. Flujo Másico de la Puzolana

El secador rotatorio de puzolana con el que cuenta la empresa UCEM S.A. planta Guapán, tiene una capacidad de 30 toneladas de material húmedo, y trabaja durante 24 horas.

9.2.4. Gases Residuales.

Según el manual tecnológico del cemento, los secadores de tambor también funcionan con gases residuales del horno o con aire residual caliente de los enfriadores de parrilla. El trabajo conjuntado del horno, enfriador de Clinker y el secadero, economiza combustible.

9.2.4.1. Composición química de los gases residuales

Los gases residuales provenientes del horno túnel que se utilizará como fluido de trabajo en el secador de puzolana, posee l composición química descrita en la tabla II:

Tabla II. Composición Química gases residuales [3]

Compuesto	%
<i>CO₂</i>	36.0
<i>H₂O</i>	6.1
<i>SO₂</i>	0.1
<i>N₂</i>	57.8
TOTAL	100

Los gases residuales provenientes del horno están en un rango de temperatura entre 400 a 420 °C.

9.3. Condiciones iniciales para el diseño del sistema de recuperación de gases residuales

Para el diseño del sistema, se desea recuperar los gases residuales del horno de Clinker, para lo cual se han tomado en cuenta todas las variables del proceso, a fin de aprovechar dichos gases hasta el secador de puzolana, con el objetivo de eliminar el quemador de bunker y utilizar dichos gases residuales para el proceso de secado de la puzolana.

El horno secador de producto está diseñado para producir y procesar 240 toneladas de cal y 1350 toneladas de Clinker al día. La tabla III muestra el histórico de producción de Cal, Clinker y Cemento en los últimos años.

Tabla III. Histórico de producción de Cal, Clinker y Cemento

Producto	Año			
	2018	2019	2020	2021
Clinker (ton)	303.233	224.998	25.214	0
Cemento (ton)	469.855	449.417	397.625	467.711
Cal (ton)	0	0	2.123	40.128

Como se observa, para el año 2021, no se tenía previsto la producción de Clinker, con el fin de aumentar la producción de cal en 40.128 ton y para el cemento 467.711 ton, en jornadas laborales de 24 horas.

En la actualidad y para el año 2023, se tiene una planificación de funcionamiento del horno secador con las siguientes características:

- Para Clinker: todo el año con dos paradas de mantenimiento por cambio de refractario una corta de una semana y una larga de quince días.
- Para cal: Campañas mensuales con paradas de quince días entre campaña y campaña aproximadamente. Si dividimos el presupuesto para la capacidad de producción diaria nos da un aproximado de 167 días.

9.3.1. Datos de partida para el diseño

La tabla IV resume los datos iniciales para el diseño del sistema de recuperación de gases residuales, los cuales se dividen en los datos de secador de puzolana, y los datos de salida de los gases residuales a la salida de horno secador de Clinker

Tabla IV. Datos Iniciales de Diseño [3]

Datos de Partida	
<p>Datos del Secador de Puzolana</p> <ul style="list-style-type: none"> - Capacidad del secador de Puzolana 30 t/h - Temperatura del quemador del secador de Puzolana: 700°C a 750°C - Caudal del fluido de trabajo secador Puzolana: - Presión del fluido de trabajo secador de Puzolana: 6 mbar - Tiempo de trabajo por tonelada en el secador de Puzolana condiciones normales, en una hora seca 25 toneladas - Capacidad de reducción de humedad de entrada a salida del producto de 18% a 2% 	<p>Datos a la salida del horno Secador Clinker</p> <ul style="list-style-type: none"> - Temperatura de los gases residuales del horno 320°C +/- 20 - Caudal de los gases residuales del horno 165528 m³/h - Presión de los gases residuales del horno 15mbar - Diámetro de la tubería conductora de los gases antes y después del desvío al secador de carbón 1.8 m - Temperatura de los gases residuales de la tubería 320°C +/- 20 - Capacidad del horno Secador para cal 240 tpd y de Clinker 950 tpd

9.3.2. Propuesta de diseño del sistema de tuberías y sus componentes

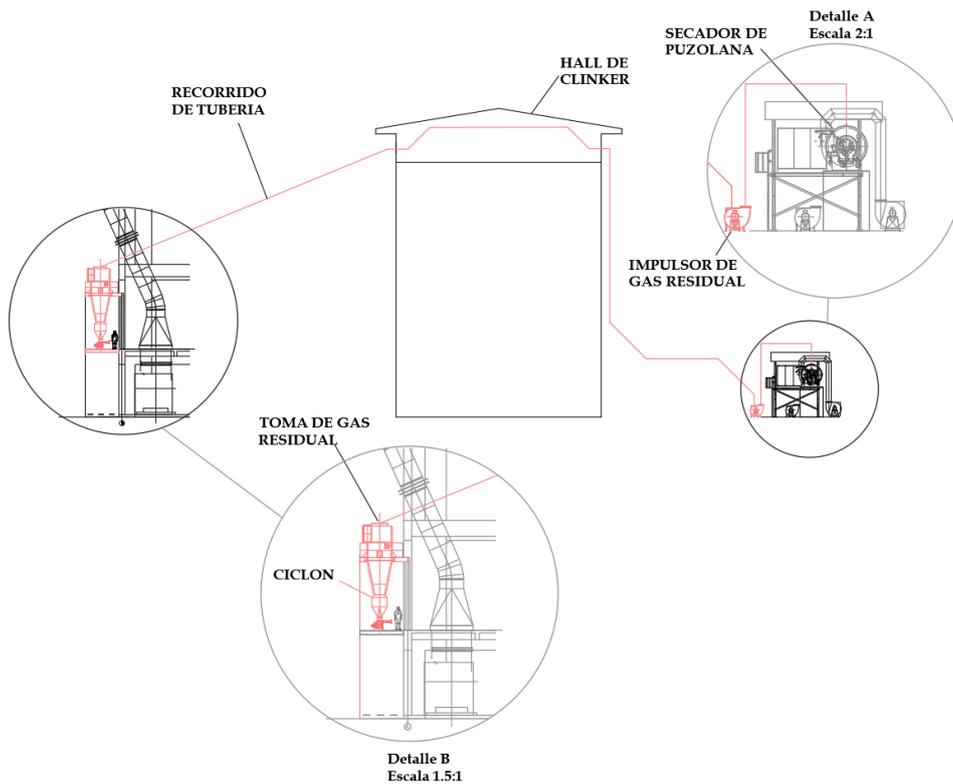


Fig. 25. Esquema del recorrido de tubería

El diseño consiste al calcular el recorrido de la tubería proveniente del Horno de Clinker, la cual se conecta a la chimenea o salida de los gases residuales del horno; de ahí se conectará a un ciclón separador de polvos y a continuación de este ciclón sale hasta el secador de puzolana, previamente movido por un motor impulsor de gases, el cual será calculado según el flujo volumétrico GE obtenido en el balance de energía (Ver figura 25).

Como fase inicial de diseño, se analizará el secador de Puzolana:

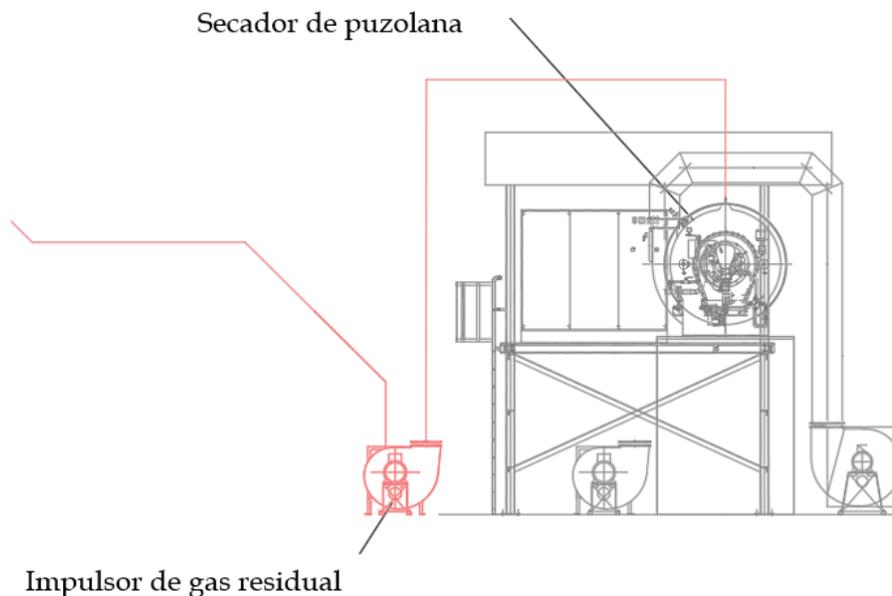
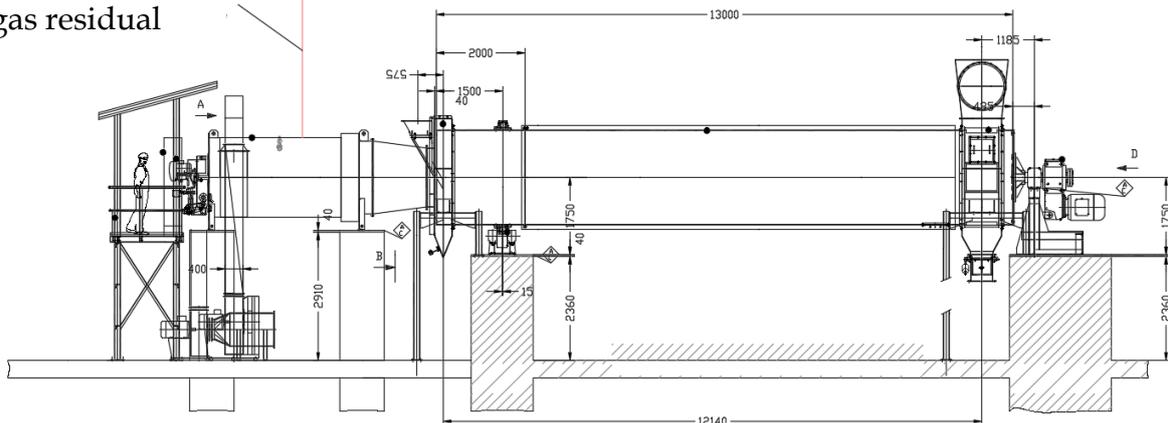


Fig. 26. Secador de Puzolana [3].

Según se observa en la figura 26, el secador de puzolana está ubicado sobre una estructura, cuenta con una entrada para la cual se conectarán los gases residuales provenientes del horno de Clinker para el proceso de secado de la puzolana y una salida de gases residuales propio del sistema de secado de la puzolana, que desfoga los gases hacia una chimenea; parámetros definidos en el balance de masa y energía.

Entrada de del
gas residual



Secador de puzolana

Fig. 27. Vista Lateral Secador de Puzolana [3].

A manera general, el proceso de diseño se resume en dimensionar la ruta para trasladar el flujo de volumen requerido por el sistema, proveniente del horno de Clinker, a la temperatura de diseño y bajo parámetros de flujo o caudal determinado.

9.4. Balance de masa y energía dentro del secador de puzolana

Dentro de este apartado se realiza los cálculos de balance de masa y energía para determinar el caudal de entrada del fluido de trabajo (gases residuales), que garantice el secado de puzolana del 18% al 2% de humedad.

9.4.1. Condiciones iniciales

El proyecto es una mejora productiva en el proceso de producción de cemento, específicamente en el secador de puzolana, para esto tenemos las siguientes condiciones iniciales:

Tabla V. Condiciones iniciales, secador de Puzolana [3]

Descripción	Cantidad	Unidad
Tempera de gases residuales de ingreso	320	°C
Temperatura de gases residuales de salida	125	°C
Flujo másico de puzolana húmeda	30	Ton/hr
Temperatura de entrada de la puzolana	20	°C
Temperatura de salida de la puzolana	72	°C

9.4.2. Determinación del contenido de agua a evaporar y cantidad de puzolana seca a producir

El contenido de agua a evaporar está determinado por la cantidad de puzolana seca que se requiere para alimentar al molino de cemento, y esta a su vez de los porcentajes de humedad inicial y final; a continuación, se detalla los cálculos necesarios para obtener el contenido de agua a evaporarse.

$$masa_{Total} = masa_{seca} + masa_{H_2O} \text{ del producto final} \quad (21)$$

9.4.3. Cálculo del contenido de agua en producto final

$$Humedad \text{ final} = \frac{masa_{H_2O} \text{ del producto final}}{masa_{seca} + masa_{H_2O} \text{ del producto final}} \quad (22)$$

Reemplazamos (21) en (22)

$$\begin{aligned} Humedad \text{ final} &= \frac{masa_{H_2O} \text{ del producto final}}{masa_{Total}} \\ 0.02 &= \frac{masa_{H_2O} \text{ del producto final}}{30000 \text{ kg/h}} \\ masa_{H_2O} \text{ del producto final} &= 600 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

9.4.3.1. Cálculo de la masa seca (puzolana a la salida del secador)

$$\begin{aligned} masa_{Total} &= masa_{seca} + masa_{H_2O} \text{ del producto final} \quad (23) \\ masa_{seca} &= masa_{Total} - masa_{H_2O} \text{ del producto final} \\ masa_{seca} &= 3000 \text{ kg/h} - 600 \text{ kg/h} \\ masa_{seca} &= 29400 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

9.4.4. Contenido de agua en la alimentación del secador

$$\begin{aligned} masa_{H_2O} \text{ en la alimentación} &= masa_{total} * humedad \text{ del producto} \quad (24) \\ masa_{H_2O} \text{ en la alimentación} &= (30000 \text{ kg/h})(0.18) \\ masa_{H_2O} &= 5400 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

9.4.5. Contenido de masa de agua a evaporarse

$$masa_{evaporar} = masa_{H_2O} \text{ en la alimentación} - masa_{H_2O} \text{ del producto final} \quad (25)$$

$$masa_{evaporar} = 5400 \frac{kg}{h} - 600 kg/h$$

$$masa_{evaporar} = 4800 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto, se puede decir que el volumen de agua a evaporarse es:

$$\rho_{H_2O} = \frac{m}{V} \quad (26)$$

$$\rho_{H_2O} = 0.99987 kg/m^3$$

$$V = \frac{4800/h}{0.99987 kg/m^3}$$

$$V = 4800.62 m^3/h = 4800.62 lt/h$$

donde:

ρ_{H_2O} Densidad del agua a evaporarse [kg/m³]

V Flujo volumétrico [m³/h]

$masa_{evaporar}$ Masa de agua a evaporarse [kg]

9.4.6. Cálculo de calor específico de los gases residuales a la entrada y a la salida del secador

Los valores de calor específico de los gases residuales, tanto a la entrada como a la salida del secador, se toman del anexo 2 de Cengel termodinámica, la cual resume la siguiente información:

Tabla VI. Calores específicos de gas ideal de los gases comunes en la entrada y salida del secador [36]

Componentes	a	b	c	d	Ti	Te
Agua	32.24	1.92E-03	1.06E-05	3.60E-09	598.15	398.15
CO2	22.26	5.98E-02	3.50E-05	7.47E-09	598.15	398.15
SO2	25.78	5.80E-02	3.81E-05	8.61E-09	598.15	398.15
N2	28.9	1.57E-03	8.08E-06	2.87E-09	598.15	398.15

Para el siguiente cuadro, se utiliza la siguiente formula general:

$$cp = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (27)$$

donde:

a, b, c, d	Constantes de temperatura [adim.]
cp	Calor específico $[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}\cdot\text{K}}]$
T_i	Temperatura de entrada al secador de puzolana [K]
T_e	Temperatura de salida del secador de puzolana [K]

Aplicando la ecuación (27), para cada componente, resulta lo siguiente

- Agua (Vapor)

$$cp = f(T_i) = (32.24 + 0.1923 * 10^{-2} * T_i + 1.055^{-5} * T_i^2 - 3.595 * 10^{-9} * T_i^3)$$

- Dióxido de carbono

$$cp = f(T_i) = (22.26 + 5.981 * 10^{-2} * T_i - 3.501 * 10^{-5} * T_i^2 + 7.469 * 10^{-9} * T_i^3)$$

- Dióxido de azufre

$$cp = f(T_i) = (25.78 + 5.795 * 10^{-2} * T_i - 3.812 * 10^{-5} * T_i^2 + 8.612 * 10^{-9} * T_i^3)$$

- Nitrógeno

$$cp = f(T_i) = (28.9 - 0.1571 * 10^{-2} * T_i + 0.8081 * 10^{-5} * T_i^2 - 2.873 * 10^{-9} * T_i^3)$$

9.4.7. Entalpía del gas residual

Para calcular la entalpía del gas residual, se hace necesario aplicar la siguiente ecuación:

$$H = \int_0^0 cp * dt \quad (28)$$

donde:

H Entalpía del gas residual

Las masas atómicas de los elementos que componen el gas, así como su porcentaje dentro de gas residual, se obtienen de la tabla VII:

Tabla VII. Peso molecular de los gases comunes en la entrada y salida del secador [3]

Elementos	%	PM (kg/kmol)
Agua	6.1%	18
CO2	36.0%	44
SO2	0.1%	64
N2	57.8%	28

9.4.7.1. Entalpía del gas residual de entrada

- Agua

Se calcula el calor específico del agua con las constantes de temperatura expresados en la tabla IV.

$$cp = f(Ti) = (32.24 + 0.1923 * 10^{-2} * Ti + 1.055^{-5} * Ti^2 - 3.595 * 10^{-9} * Ti^3)$$

Para calcular la entalpía de entrada del agua se integra el calor específico (cp) con respecto a la temperatura inicial.

$$Hi = \int_0^{598.15} f(Ti)dTi = 20496.00$$

Peso molecular del agua [3].

$$m_{H_2O} = 18 \frac{g}{mol}$$

Se calcula la entalpía del agua con respecto al peso molecular (ver tabla VI).

$$He1 = \frac{Hi}{m_{H_2O}} = 1.138 * 10^3 \frac{kJ}{kg * K}$$

Finalmente se calcula la entalpía dependiente del porcentaje de agua que tiene el gas residual (ver tabla VII).

$$H1porc = He1 * (6.1\%) = 69.46 \frac{kJ}{kg * K}$$

Aplicando las ecuaciones a cada elemento, resulta lo expresado en la tabla VIII.

Tabla VIII. Entalpía del gas residual de entrada [3]

Integral	AH (kJ/kmol)	%	PM (kg/kmol)	he (kJ/kg)
Agua	20496.01	6.1%	18	69.46
CO2	26750.83	36.0%	44	218.87
SO2	28782.02	0.1%	64	0.45
N2	18235.98	57.8%	28	376.44
		100.0%		665.22

Entrada de gas residual.

$$Hent_{gas} = H1porc + H2porc + H3porc + H4porc \quad (29)$$

$$Hent_{gas} = 665.22 \frac{kJ}{kg * K}$$

donde:

$H1porc$ Entalpía de entrada del agua

$H2porc$ Entalpía de entrada del CO2

$H3porc$ Entalpía de entrada del SO2

$H4porc$ Entalpía de entrada del N2

9.4.7.2. Entalpía del gas residual de salida

- Agua

Se calcula el calor específico del agua con las constantes de temperatura expresados en la tabla IV.

$$f(Te) = (32.24 + 0.1923 * 10^{-2} * Te + 1.055^{-5} * Te^2 - 3.595 * 10^{-9} * Te^3)$$

Para calcular la entalpía de salida del agua se integra el calor específico (cp) con respecto a la temperatura final.

$$Hf = \int_0^{398.15} f(Te)dTe = 13233.31$$

Peso molecular del agua [3].

$$m_{H_2O} = 18 \frac{g}{mol}$$

Se calcula la entalpía del agua con respecto al peso molecular (ver tabla VII).

$$Hs1 = \frac{Hf}{m_{H_2O}} = 735.183 \frac{kJ}{kg * K}$$

Finalmente se calcula la entalpía dependiente del porcentaje de agua que tiene el gas residual (ver tabla VII)

$$Hs1porc = Hs1 * (6.1\%) = 44.84 \frac{kJ}{kg * K}$$

Aplicando la ecuación a cada elemento, resulta lo expresado en la tabla IX:

Tabla IX. Entalpía del gas residual Salida

Integral	AH (kJ/kmol)	%	PM (kg/kmol)	hs (kJ/kg)
Agua	13233.32	6.1%	18	44.85
CO2	14386.95	36.0%	44	117.71
SO2	15713.62	0.1%	64	0.25
N2	11819.12	57.8%	28	243.98
		100.0%		406.78

Nota: Adaptado de [3]

Salida de gas residual

$$Hsal_{gas} = Hs1porc + Hs2porc + Hs3porc + Hs4porc$$

$$Hsal_{gas} = 406.78 \frac{kJ}{kg * K}$$

donde:

$Hs1porc$	Entalpía de salida del agua
$Hs2porc$	Entalpía de salida del CO ₂
$Hs3porc$	Entalpía de salida del SO ₂
$Hs4porc$	Entalpía de salida del N ₂

9.4.8. Balance de masa dentro del secador de puzolana

Se define por la siguiente ecuación:

$$Ph = Ps + Va \quad (30)$$

donde:

Ph Puzolana Húmeda [kg/h]

Ps Puzolana Seca [kg/h]

Va Vapor de Agua

Se definen los parámetros relacionados con la puzolana húmeda, para la cual se tiene:

$$Ph = 30000 \text{ kg/h}$$

$$cp, h2O = 4.182 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$cs = 0.9 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$T1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\%Puzolana = 0.82$$

$$\% \text{ Agua entrada} = 0.18$$

$$H1 = 302.9652 \text{ kJ/kg}$$

donde:

$cp \text{ h2O}$ Calor específico del agua [kJ/kg[°]C]

cs Calor específico de la puzolana [kJ/kg[°]K]

$T1$ Temperatura de entrada al secador de puzolana [°C]

$H1$ Entalpía de la puzolana húmeda [kJ/kg]

Para la Puzolana seca se tiene:

$$\begin{aligned}Ps &= \text{Puzolana Seca} \\cp, h_{20} &= 4.182 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \\Cs &= 0.9 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \\T_2 (\text{ }^\circ\text{C}) &= 72 \text{ }^\circ\text{C} \\\%Puzolana &= 0.98 \\\% \text{ Agua salida} &= 0.02 \\H_2 &= 342.67608 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

donde:

T_2 Temperatura de salida de la puzolana [$^\circ\text{C}$]

H_2 Entalpía de la puzolana seca [kJ/kg]

De igual manera se tiene la siguiente relación:

$$Ph * \%Puzentrada = Ps * \%Puzsalida \quad (31)$$

$$Ph * 0.82 = Ps * 0.98$$

$$Ps = \frac{Ph * 0.82}{0.98}$$

$$Ps = 25102.04 \text{ kg/h (puzonala Seca)}$$

De la ecuación (31), se puede escribir de la siguiente manera:

$$Ph * \% \text{ Agua entrada} = Ps * \% \text{ Agua salida} + Va$$

$$C = Ph * 0.18 - Ps * 0.02$$

$$Va = 4897.96 \text{ kJ/kg}$$

Todo lo anterior expresado, se puede resumir según el diagrama siguiente:

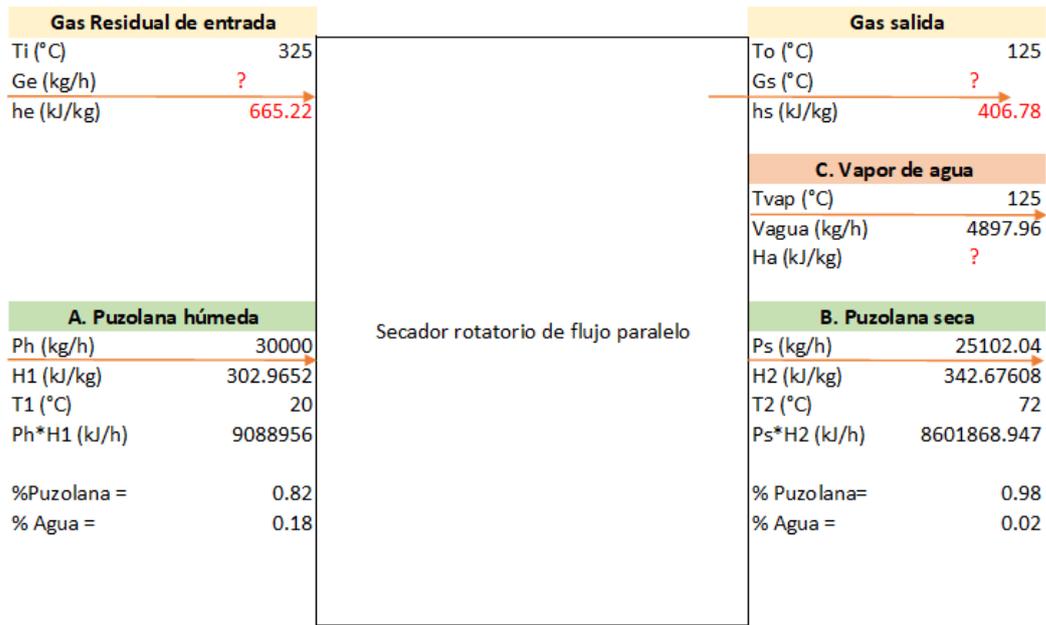


Fig. 28. Balance de masa, Secador rotativo de flujo paralelo.
 Nota: Adaptado de [3]

9.4.9. Balance de energía dentro del secador de puzolana

Para el balance de energía se parte del siguiente enunciado el cual indica que la energía en la entrada debe ser igual a la energía en la salida del proceso

$$Q_e = Q_s \quad (32)$$

donde:

Q_e Energía de entrada [J]

Q_s Energía de salida [J]

$$Ph*H1 + Ge*he = Ps*H2 + Gs*hs + Va*Ha \quad (33)$$

donde:

Ge Gas residual de entrada [kg/h]

he Entalpía del gas residual de entrada [kJ/kg]

Gs Gas residual de salida [kg/h]

hs Entalpía del gas residual de salida [kJ/kg]

Va Vapor de agua [kg/h]

Ha Entalpía del vapor de agua [kJ/kg]

$$Ha = cp\ agua*(Teb-Ti) + \lambdaebu + cp\ aguavapor*(Tf-Teb) \quad (34)$$

donde:

Teb Temperatura de ebullición [°C]

Ti Temperatura de entrada del agua [°C]

λebu Entalpía de ebullición del agua [kJ/kg]

$cp\ aguavapor$ Calor específico del agua a evaporarse [kJ/kg°C]

Para resolver la ecuación (33) tenemos los siguientes datos. [3]

$$Teb = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Cp\ aguavapor = 2.12 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\lambdaebu = 2257 \text{ kJ/kg}$$

$$Ha = 2644.56 \text{ kJ/kg}$$

Asumiendo que $Ge=Gs$, la ecuación (33) se puede escribir de la siguiente manera:

$$Ge (he-hs) = Ps*H2-Ph*H1+Va*Ha \quad (35)$$
$$Ge = \frac{Ps * H2 - Ph * H1 + Va * Ha}{he - hs}$$

$$Ge = 48235.4 \text{ kg/h}$$

$$Gs = Ge + Va$$

$$Gs = 53133.3 \text{ kg/h}$$

Si expresamos los elementos en función de su densidad a 320°C, resulta lo expresado en la tabla VIII:

Tabla X. Componentes vs densidad final

Componentes	densidad (kg/m3) a 320°C	%	Densidad final
Agua	0.35465	6.1%	0.0216
CO2	1.3342	36.0%	0.4803
SO2	2.267	0.1%	0.0023
N2	0.5514	57.8%	0.3187
		100.0%	0.8229

Para ello resulta un flujo de gas residual que será extraído de la toma y que recorrerá la tubería.

$$\text{Flujo volu (Ge)} = \frac{Ge}{\text{Dens final}} \quad (36)$$

$$\text{Flujo volu (Ge)} = 58614.78 \text{ m}^3/\text{h}$$

9.4.10. Resultados del balance de masa y energía

El balance de masa y energía arrojo un flujo Volumétrico de 58614.78 m³/h, para una densidad final de 0.8229 kg/m a 325°C, a una velocidad de 6 mbar. Bajo estas condiciones de trabajo se procede a diseñar el sistema de tuberías que conducirán el gas residual proveniente del horno de Clinker al secador de puzolana de corriente paralela.

9.5. Dimensionamiento de tuberías para calor residual

Para el proceso en estudio, los niveles de presión del vapor residual son muy bajos, en el orden de los 6milibares y no presentan mayores variaciones en dicho valor. Como en este caso, se desea hacer una derivación con el gas residual, que va desde la chimenea del horno hacia el nuevo proceso que aprovechará dicho gas, el cual sale con una presión negativa muy baja, se considera un conducto de baja presión, para el cual la variable en estudio sería la velocidad, la cual se verá aumentada por el ventilador que va a llevar le gas residual a través de un ducto y a misma debe ser de 6 m/s que es la velocidad máxima admitida dentro del secador de puzolana [37].

9.5.1. Cálculo del diámetro de las tuberías

Si se hacen los cálculos en base a la velocidad, entonces los cálculos a realizar son en base al volumen de gas que se desea transportar con relación a la sección de la tubería, para lo cual se emplean la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\dot{V}}{C} \quad (37)$$

donde:

A Sección [m²]

\dot{V} Caudal Volumétrico [m³/s]

C Velocidad [m/s]

Del balance de energía, se tiene que el flujo volumétrico obtenido es de 58614.78 m³/h, transformando a m/s resulta

$$\dot{V} = \frac{58614.78 \text{ m}^3/\text{h}}{3600\text{s}/\text{h}}$$

$$\dot{V} = 16.28 \text{ m}^3/\text{s}$$

La ecuación (37), se puede expresar como:

$$\frac{\pi * D^2}{4} = \frac{16.28 \text{ m}^3/\text{s}}{6 \text{ m}/\text{s}}$$

Despejando D, resulta lo siguiente

$$D = \sqrt{\frac{4 * 16.24 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi * 6\text{m}/\text{s}}}$$

$$D = 1.85 \text{ m o } 1850 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro de la tubería, para cumplir los parámetros de flujo, determinados en el balance de energía y materia, y para garantizar el correcto funcionamiento del secador de puzolana, se procedió a realizar un metrado en planta del recorrido óptimo para transportar el gas residual.

Utilizando el software de diseño, se procedió a realizar el plano de corte vertical del sistema diseñado, en el cual se muestra las longitudes de los tramos y la disposición de los mismos en el espacio (Ver anexo 1).

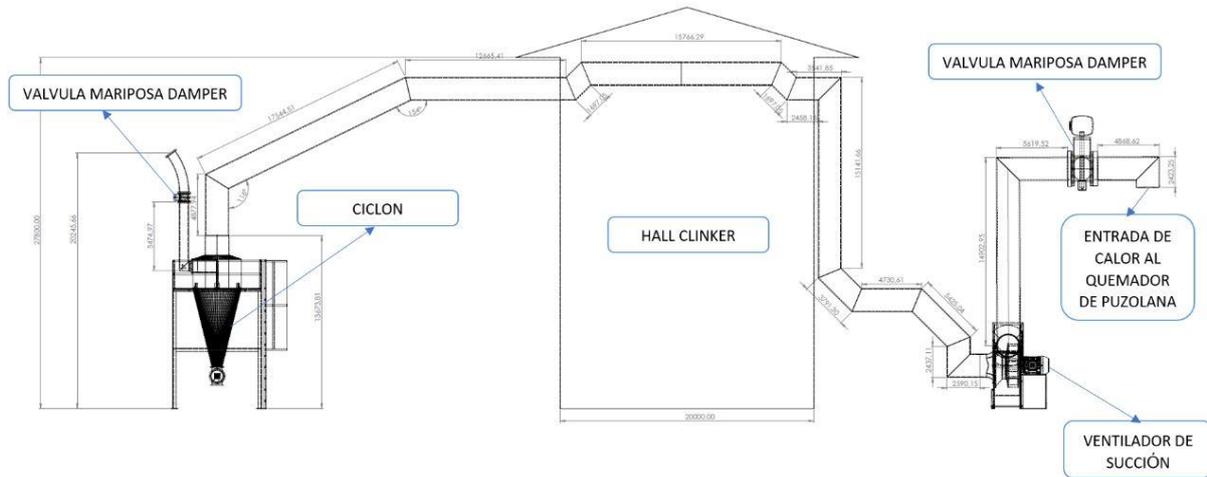


Fig. 29. Recorrido de la tubería de recuperación de gas residual propuesta

Como primer reto, se presentó que ambos sistemas se encontraban en extremos opuestos de la planta, específicamente entre la bodega de almacenamiento o hall de Clinker, para lo cual en reunión con el departamento de ingeniería de la empresa UCEM, planta Guapán, se decide implementar la tubería según lo establecido en el plano (anexo 1) y figura 29. Tomando como referencia la implementación de otros ductos de vapor dentro de la empresa.



Fig. 30. Tubería referencial del proceso que conduce el gas residual del horno rotatorio al filtro de mangas [3].

Para esta implementación, se decide elevar la tubería hasta el nivel del techo del almacén de Clinker, para encontrar su salida y descender hasta el ciclón separador de polvos a conectar al ducto de gases residuales del horno de Clinker.

Bajo estos parámetros se definen los siguientes tramos:

Tabla XI. Tramos de Tuberías del sistema de recuperación de calor del diseño propuesto

Tramo	Diámetro (mm)	Dimensión (mm)	Tipo
1	1850 mm	3424.99 mm	Recto Vertical
2	1850 mm	9401.01 mm	Recto Horizontal
3	1850 mm	12920.02 mm	Recto Vertical
4	1850 mm	4041.85 mm	Recto Vertical
5	1850 mm	4266.30 mm	Angulo
6	1850 mm	4000.00 mm	Recto Horizontal
7	1850 mm	14530.14 mm	Recto Vertical
8	1850 mm	3530.14 mm	Recto Horizontal
9	1850 mm	2837.80 mm	Ángulo
10	1850 mm	13233.70 mm	Recto Horizontal
11	1850 mm	3401.18 mm	Ángulo
12	1850 mm	12834.07 mm	Recto Horizontal
13	1850 mm	16752.52 mm	Ángulos
14	1850 mm	4804.55 mm	Recto Vertical

9.5.2. Cálculo de pérdida de las tuberías en condiciones de carga

Para el cálculo de las pérdidas de energía, se hace referencia al gráfico de pérdidas de presión en los conductos de aire del fabricante Salvador Escoda (ver anexo 8), para el cual se ubica la velocidad del aire de sistema diseñado que es de 6 m/s, y se ubica el flujo el cual es de aproximadamente 60000 m³/h, para lo cual da una tubería en efecto de 1800 mm aproximadamente, en el punto de encuentro de esos tres valores, se traza una línea vertical hasta el eje de las pérdidas, el cual arroja un valor de 0.0015 mm c.a.

9.5.3. Cálculo del espesor del aislamiento en tuberías

En general, para el cálculo del aislante de la tubería, se debe estimar el calor total que va de la superficie externa del tubo a la superficie externa del aislante asociando sus respectivas temperaturas. Luego, se procede a elegir un porcentaje de pérdidas máximas de calor deseadas por metro de tubería, para obtener el flujo de calor y calcular el espesor para el aislamiento térmico [38].

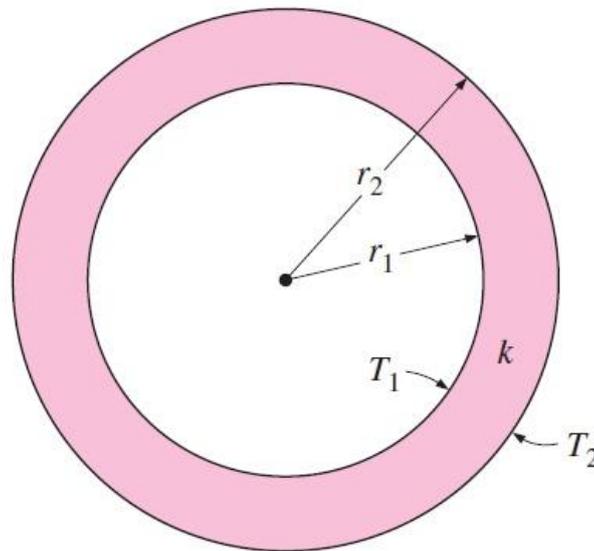


Fig. 31. Esquema de disposición de aislamiento en tubería [38].

Las ecuaciones a ser utilizadas son las siguientes:

$$Q_t = Q_h + Q_r \quad (38)$$

$$Q_t = \frac{T_t - T_{amb} \Delta T}{\frac{1}{2\pi r_t h}} + \pi * D * \epsilon * \sigma (T_t^4 - T_{amb}^4) \quad (39)$$

$$\%QT=Q_k = \frac{T_{ais}-T_{amb}}{\ln \frac{r_{aisl}}{r_t} / (2\pi * k)} \quad (40)$$

Con el calor total calculado en la ecuación (39), el siguiente paso es, asumir unas pérdidas de del 10% de éste y con uso de la ecuación (40), calcular el radio externo raisl.

$$r_{ails} = r_t e^{2\pi k(T_{aisl}-T_a)/\%Qt} \quad (41)$$

donde:

Qh	Calor por convección [W]
K	Conductividad térmica de aislante [W/m.K]
H	Coefficiente de convección [Wm ² K]
T_{aisl}	Temperatura superficial deseada [°C]
σ	Coefficiente de Stefan Boltzmann [W/m ² K ⁴]
r_{aisl}	Radio externo Aislante [m]
T_{amb}	Temperatura ambiente [°C]
T_{tubo}	Temperatura del tubo [°C]
Qk	Calor Conv.
ε	Emisividad tubo
D	Diámetro externo tubería [m]
r_t	Radio tubería [m]

Para el cálculo se supone el uso de fibra de vidrio como material aislante, para lo cual se definen los siguientes parámetros de cálculo:

$h_{Aire} =$	5 W/m ² K
$K_{fibra} =$	0,052* W/mK
$D =$	1850 mm
$T_{amb pom} =$	25° C
$T_{aislante} =$	50 °C

$$T_{tubo} = 325 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\varepsilon = 0.08 \text{ (Capacidad de un material para emitir energía radiante)}$$

$$\sigma = 5,67E-08 \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

$$Q_t = \frac{325 - 25}{\frac{1}{2\pi * 0.925 * 5}} + \pi * 1.85 * 0.08 * 5,67E - 08(125^4 - 25^4)$$

$$Q_t = 11613.02$$

$$10\%Q_t = 1161.30$$

$$r_{aisl} = 0.925 e^{2\pi * 0.052(50-25)/\%Q_t}$$

$$r_{aisl} = 0.99799927 \text{ mts}$$

$$\text{Espesor} = (R_{aisl} - R_t) * 1000 \text{ mm}$$

$$\text{Espesor} = (0.99799927 - 0.925) * 1000$$

$$\text{Espesor} = 72.999 \text{ mm}$$

Bajo estas condiciones, se debe aislar la tubería con un aislante de fibra de 80 mm de espesor.

Con respecto al aislante de las tuberías se selecciona la opción de lana mineral, con espesor de 80 mm, se elige como opción el aislante de la marca Aislan Glass, el cual es un producto indicado para trabajar en altas temperaturas, cuya fabricación ha pasado por un proceso de fundido de arenas con alto contenidos de sílice. Dando como resultado un producto fibroso con un alto grado de aislamiento térmico, de elevada resiliencia y estabilidad dimensional. Este tipo de aislante se caracteriza por evitar pérdidas o ganancias de temperaturas. Entre sus características resaltan un alto poder de aislación térmica, Gran absorción acústica, Ahorro de energía, seguro para las personas, durabilidad e inalterabilidad (Ver anexo 7).

9.5.3.1. Radio Crítico del aislamiento

Para superficies cilíndricas, la colocación del aislamiento o capa adicional incrementa la resistencia a la conducción de dicha capa, pero disminuye la resistencia a la

convección de la superficie debido al aumento del área exterior. En pocas palabras, al aumentar el diámetro añadiendo la capa de aislante, disminuye la temperatura de la superficie exterior, pero a su vez, aumenta la extensión de la superficie de disipación de calor, lo que origina un aumento o disminución de la transferencia de calor en la tubería, lo que da como resultado el planteamiento de un radio crítico de la tubería, expresado según la ecuación (42).

$$r_{cri tub} = \frac{k}{h} \quad (42)$$

Como se observa, este valor depende de la conductividad térmica del aislamiento k y del coeficiente externo de transferencia de calor por convección h , para lo cual se tiene lo siguiente:

Si el radio r_{aisl} =radio crítico, se entiende que la transferencia de calor es máxima y la resistencia va a ser mínima

Cuando $r_{aisl} <$ radio crítico, la transferencia de calor aumenta. Bajo estas condiciones aislar el tubo puede aumentar la razón de transferencia de calor en el tubo en lugar de disminuirla

Si, por el contrario, $r_{aisl} >$ radio crítico, aumenta la resistencia térmica en la capa del aislante y a su vez, disminuye la resistencia térmica del coeficiente debido a la extensión de la superficie, lo que deriva en una transferencia de calor menor, que es lo más deseable. bajo este criterio, se debe mantener el radio crítico lo más pequeño posible

$$r_{cri tub} = \frac{0.052 W/m^2K}{5w/mK}$$

$$r_{cri tub} = 0.0104 m$$

$$r_{aisl} > r_{cri tub}$$

Para el caso de estudio se cumple la relación que el radio del aislante es mayor que el radio crítico, por lo que se asegura que la aplicación del aislante brinde una reducción y no un aumento en la pérdida de calor por la tubería.

9.5.4. Resultado del dimensionamiento de las tuberías

La figura 32 describe los tramos diseñados para el sistema de recuperación de gases residuales, para el cual, se ha obtenido una tubería de 1.85 m de diámetro. Es importante destacar que este diámetro suele ser fuera de especificación, pero es una medida natural para los procesos de transporte de gases dentro de la empresa, tal y como se puede observar en las imágenes de la misma.

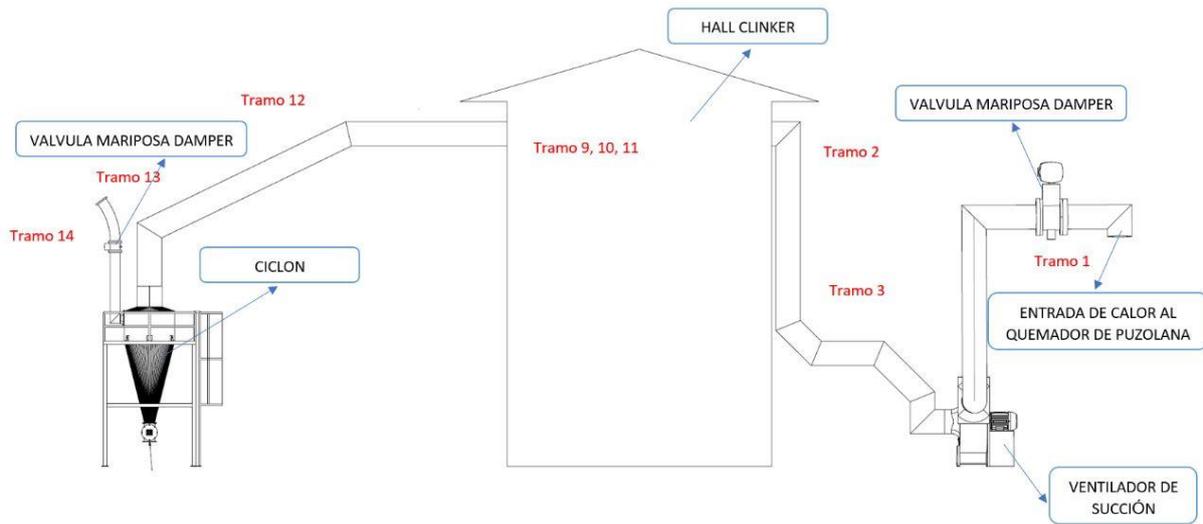


Fig. 32. Descripción de tramos del sistema de recuperación de calor residual

Analizando detalladamente los tramos, se observa que el tramo 10 de 13233.70 mm más los ángulos de los tramos 9 y 11, conforman el tramo de tubería que estaría dispuesto dentro del hall Clinker. Por ello, los mismos no son reflejados en la figura 35. De igual manera, se observa que el tramo 14 es el punto de partida desde el ciclón separador de partículas hacia el horno de puzolana, es a partir de este punto, el tramo crítico de succión de la tubería, teniendo que recorrer los tramos 14, 13 y 12, los cuales suman una distancia aproximada de 25 m. De igual manera los tramos 1,2 y 3, hacen referencia a la entrada al secador de puzolana, ubicados a la salida del ventilador impulsor.

Con respecto a la selección del tipo de tubería, para efectos de cálculo se selecciona tubería de fibra de vidrio, los cuales son fabricados bajo los estándares internacionales AWWA, ASTM y ANSI en diámetros que van desde 50 mm (2" aprox.) hasta 2400 mm (96" aprox.) altamente recomendadas para procesos industriales (transporte de fluidos corrosivos), sistemas de saneamiento, acueductos, irrigación, centrales hidroeléctricas, etc. Queda validar el efecto de la temperatura, pues diversos autores ofrecen rangos de temperaturas diferentes.

Es importante destacar que una tubería de este diámetro suele ser fabricada a pedido, motivo por el cual no se cuentan con fichas técnicas y precios de manera accesible al

mercado. Su diseño y cotización suele ir acompañado de un estudio por parte de los fabricantes de tuberías y/o ductos industriales. El anexo 3 hace referencia al catálogo de tuberías PRFV.

9.5.5. Resultado del cálculo del aislamiento

Respecto al aislante, según las dimensiones del producto indicadas en el anexo 7, por cada rollo, salen aproximadamente 6 tramos de 1.20 m x 2 m, para lo cual la tabla XII resume cada uno de los tramos.

Se seleccionan 96 tramos de 1.20x2m, o lo q equivale a 16 rollos de fibra de vidrio.

Tabla XII. Tramos de aislante para Tubería

Tramo	Diámetro (mm)	Dimensión (mm)	Aislante	Cant Tramos
1	1850 mm	3424.99 mm	1.20x2m	2.82
2	1850 mm	9401.01 mm	1.20x2m	7.83
3	1850 mm	12920.02 mm	1.20x2m	10.76
4	1850 mm	4041.85 mm	1.20x2m	3.36
5	1850 mm	4266.30 mm	1.20x2m	3.55
6	1850 mm	4000.00 mm	1.20x2m	3.33
7	1850 mm	14530.14 mm	1.20x2m	12.11
8	1850 mm	3530.14 mm	1.20x2m	2.94
9	1850 mm	2837.80 mm	1.20x2m	2.36
10	1850 mm	13233.70 mm	1.20x2m	11.02
11	1850 mm	3401.18 mm	1.20x2m	2.83
12	1850 mm	12834.07 mm	1.20x2m	10.69
13	1850 mm	16752.52 mm	1.20x2m	13.96
14	1850 mm	4804.55 mm	1.20x2m	4

Total, Tramos de diseño

91.56 unid

Una vez diseñado y calculado todos los tramos de tubería, se procede a plantear una alternativa de recorrido e instalación de equipos bajo las condiciones previamente calculadas.

El diseño final queda según lo propuesto en la imagen siguiente:

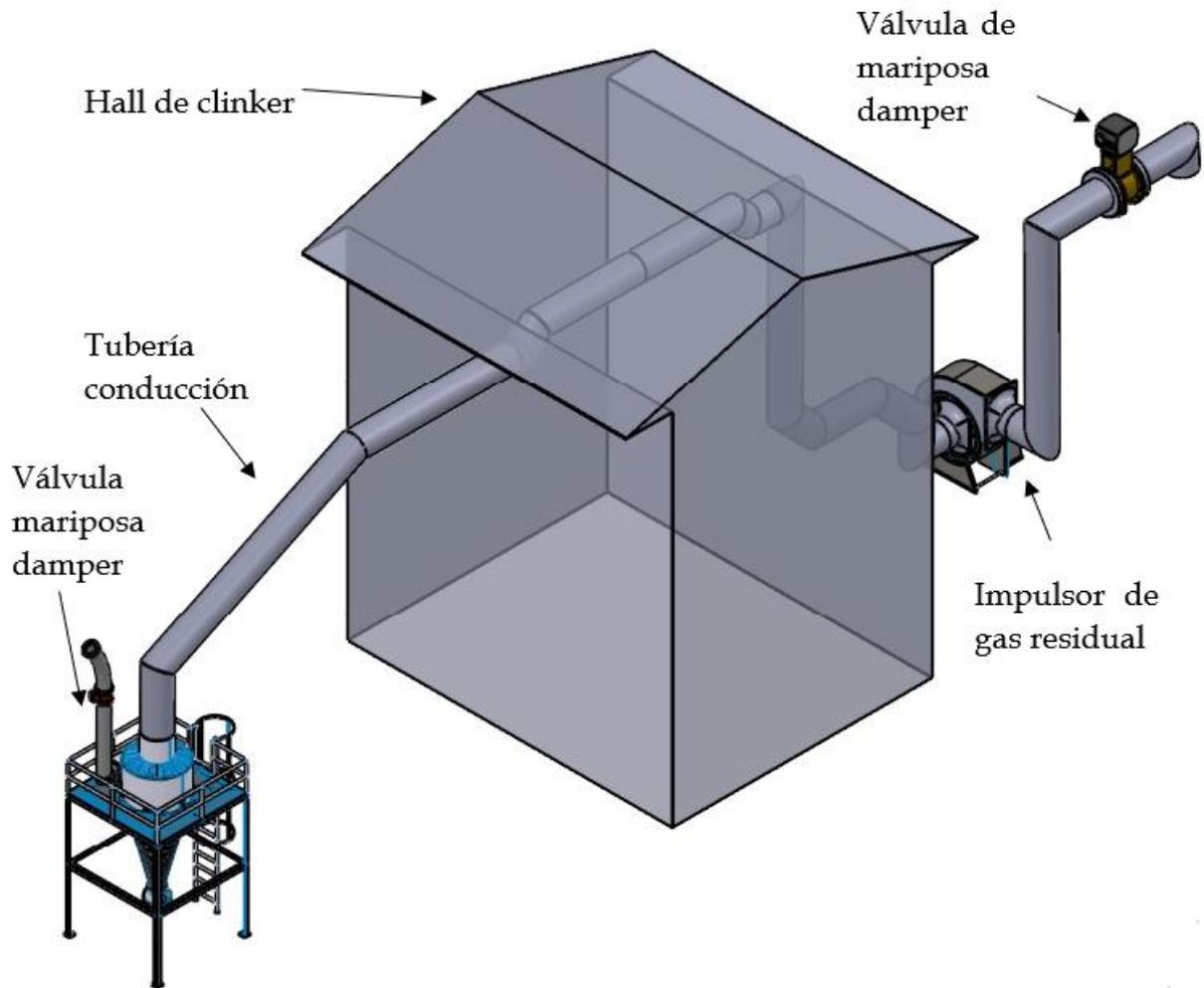


Fig. 33. Esquema general del sistema de recuperación de calor para el proceso de secado de Puzolana.

9.6. Dimensionado del ciclón retenedor de polvos

Se desea diseñar un ciclón para separar las partículas de polvo y/o sólidos del gas residual proveniente del Horno de Clinker. Se tiene una temperatura de operación de $320\text{ }^{\circ}\text{C}$, a una velocidad de 6 m/s para un caudal de $16.28\text{ m}^3/\text{s}$, la densidad de partículas del Clinker va de $1900\text{ a }2100\text{ kg/m}^3$, a una presión de 6 mbar o 600 Pascal . La concentración de las partículas es de 2.0 g/m^3 y, según las normas de emisión, se requiere una eficiencia de separación del 80% . La distribución de tamaño de las partículas en la corriente gaseosa es la siguiente:

Tabla XIII. Distribución de Tamaño de las partículas [39]

Tamaño (μm)	% másico
5 - 10	45
10 - 30	25
30 - 50	15
50 - 70	10
70 - 100	5

Para seleccionar el tipo de ciclón, se considera que el 45% de las partículas está por debajo de 10 μm , lo cual indica que se requiere un ciclón del tipo de alta eficiencia. La siguiente tabla muestra la familia de ciclones de alta eficiencia para lo cual se selecciona un ciclón Stairmand.

Tabla XIV. Ciclones del Alta eficiencia [39]

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón		
		Stairmand	Swift	Echeverri
Diámetro del ciclón	D_c/D_c	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/D_c	0.5	0.44	0.5
Ancho de entrada	b/D_c	0.2	0.21	0.2
Altura de salida	S/D_c	0.5	0.5	0.625
Diámetro de salida	D_s/D_c	0.5	0.4	0.5
Altura parte cilíndrica	h/D_c	1.5	1.4	1.5
Altura parte cónica	z/D_c	2.5	2.5	2.5
Altura total del ciclón	H/D_c	4.0	3.9	4.0
Diámetro salida partículas	B/D_c	0.375	0.4	0.375
Factor de configuración	G	551.22	698.65	585.71
Número cabezas de velocidad	NH	6.4	9.24	6.4
Número de vórtices	N	5.5	6.0	5.5

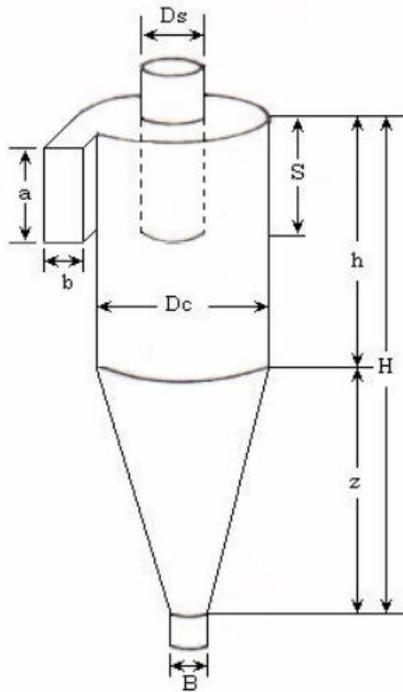


Fig. 34. Dimensiones generales de un ciclón de alta eficiencia [39]

Para el cálculo del diámetro del ciclón, se selecciona la velocidad de entrada del gas residual proveniente del horno Clinker el cual tiene las siguientes características:

- Caudal de los gases residuales del horno 45,98 m³/s
- Presión de los gases residuales del horno 15mbar
- Diámetro de la tubería conductora de los gases antes y después del desvío al secador de carbón 1.8 m

Bajo estas condiciones el área de entrada de la tubería es de la siguiente:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = 2.544 \text{ m}^2$$

Y la velocidad de entrada viene dada por la ecuación (38), la cual se tiene:

$$V = \frac{45.987 \text{ m}^3/\text{s}}{2.544 \text{ m}^2} = 18.076 \text{ m/s}$$

Ahora, calculando el área para el caudal requerido, se obtiene lo siguiente:

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{16.28}{18.076} = 0.9006 \text{ m}^2$$

Según a tabla XIV, y la figura 34, las dimensiones a y b se calcular mediante la siguiente relación:

$$a = 0.5 Dc; b = 0.2 Dc$$

$$a * b = A$$

$$0.5 Dc x 0.2 Dc = 0.9006 m^2$$

$$Dc = \sqrt{\frac{0.9006}{0.5 * 0.2}} m^2$$

$$Dc = 3.001 m$$

Las otras dimensiones se hallan con base en las proporciones propuestas: [39]

Altura de entrada al ciclón (a):

$$a = 0.5 Dc \quad a = 0.5 * 3.001 = 1.5 m$$

Ancho de entrada al ciclón (b):

$$b = 0.2 Dc \quad b = 0.2 * 3.001 = 0.6 m$$

Altura de salida del ciclón (S):

$$S = 0.5 Dc \quad S = 0.5 * 3.001 = 1.5 m$$

Diámetro de salida del ciclón (Ds):

$$Ds = 0.5 Dc \quad Ds = 0.5 * 3.001 = 1.5 m$$

Altura parte cilíndrica del ciclón (h):

$$h = 1.5 Dc \quad h = 1.5 * 3.001 = 4.5 m$$

Altura total del ciclón (H):

$$H = 4.0 Dc \quad H = 4.0 * 3.001 = 12 m$$

Altura parte cónica del ciclón (z):

$$z = 2.5 Dc \quad z = 2.5 x 3.001 = 7.5 m$$

Diámetro salida del polvo (B):

$$B = 0.375 Dc \quad B = 0.375 x 3.001 = 1.125 m$$

9.6.1. Resultados del Ciclón deparador de polvo

Si se analiza el ciclón separador de polvos, se observa en el detalle B de la figura 35, el punto de conexión que va a la derivación del gas residual provenientes del horno de

Clinker, para le cual se consideró la entrada a la velocidad del vapor proveniente de dicha tubería.

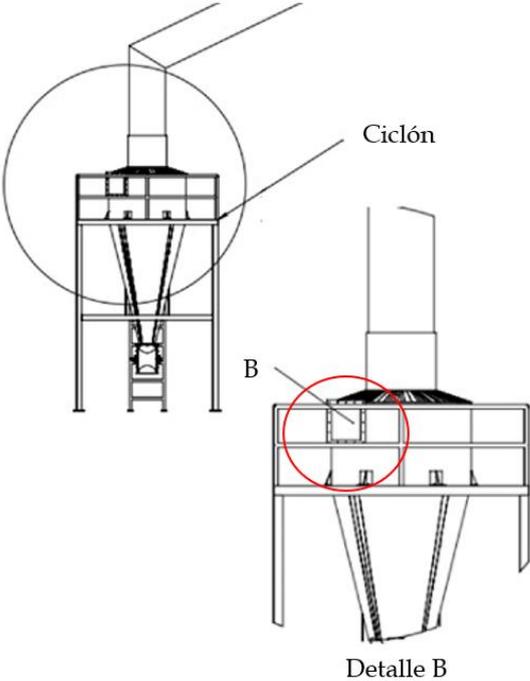


Fig. 35. Detalle de diseño de entrada de la tubería hacia el ciclón

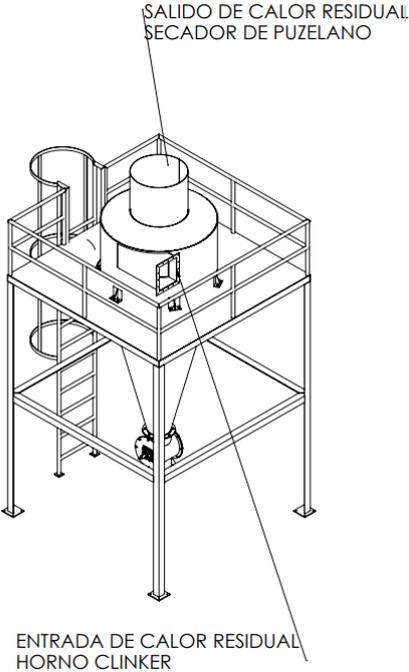


Fig. 36. Detalle de diseño de entrada y de salida del ciclón separador de polvos

La figura 36 hace referencia a las entradas y salidas de las tuberías que van desde el ducto de gas residual de Clinker y hacia el secador de puzolana. Respecto a su diseño, y selección para las dimensiones del proceso obtenida, las mismas son hechas a la medida y no se ubicó un fabricante con el modelo prediseñado y con ficha técnica asociada al equipo, sin embargo, el fabricante G& G filtración, poseen equipos prediseñados para un diámetro de ciclón de 2278 mm, tal y como se observa en el anexo 4.

9.7. Diseño del ventilador o impulsor de gas

Para el diseño del impulsor y /o ventilador del gas residual, se hace uso de las ecuaciones para el cálculo de la potencia del ventilados a partir de los parámetros de diseño:

Caudal de Diseño: 16.28 m³/s

Tabla XV. Tubería de aspiración

Datos de diseño			
Característica	Símbolo	Cant	Unidad
Longitud de la tubería de aspiración	La	12.85	[m]
Diámetro de la tubería de aspiración	Da	1.850	[m]
Coefficiente de Hazen Williams (ver tabla)	C	150	
Altura de aspiración	Ha	1.96	m

Para el cálculo de a velocidad en la tubería de aspiración, se hace necesario calcular el área de la tubería de aspiración (Aa) la cual viene dada por la expresión siguiente

$$Aa = \frac{\pi Da^2}{4} \quad (43)$$

$$Aa = 2.688 \text{ m}^2$$

La velocidad de la tubería de aspiración, se define como el caudal de diseño a bombear entre el Área de la tubería de aspiración.

$$Ua = \frac{Q}{Aa} \quad (44)$$

$$Ua = 6.06 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de las pérdidas por fricción y singularidades en la tubería de aspiración, se definen como:

$$\Delta hfa = \frac{10.7Q^{1.85}La}{C^{1.85}Da^{4.85}} \quad (45)$$

$$\Delta hfa = 0.11 \text{ m}$$

Se asume que la sumatoria de coeficientes de pérdidas por singularidad, $\sum(\lambda a) = 0.5$, para lo cual las pérdidas de carga totales en la tubería de aspiración quedan:

$$\Delta hsa = \sum(\lambda a)(Ua^2/2g) \quad (46)$$

$$\Delta hsa = 0.936 \text{ m}$$

Para lo cual las pérdidas de carga totales en la tubería de aspiración:

$$\Delta ha = \Delta hfa + \Delta hsa \quad (47)$$

$$\Delta ha = 1.05 \text{ m}$$

Para el cálculo de la cavitación en la tubería de aspiración, se obtienen valores de la tabla para los cual queda lo siguiente:

Tabla XVI. Datos para el cálculo de la Cavitación en Tuberías

Característica	Símbolo	Valor	Unid
Presión atmosférica local (de tabla)	$p_{atm}/\delta =$	1,000.00	[m]
Presión de vapor del líquido a la temperatura T° (de tabla)	$p_v/\delta =$	1,000.00	[m]
Altura de succión positiva requerida, (obtenida de la información de campo)	NPSHr	1.61	[m]
Altura de aspiración, (obtenida de la información de campo)	Ha	-6.12	[m]

Para determinar la altura de succión positiva disponible, se tiene en cuenta lo siguiente:

$$NPSHd = \frac{P_{atm}}{\delta} - \left(\frac{P_v}{\delta}\right) \pm ha + \frac{Ua^2}{2g} + \Delta ha \quad (48)$$

$$NPSHd = 3.20 \text{ m}$$

Es importante destacar que la altura de succión positiva disponible, debe ser mayor que 0.5 veces la altura de succión positiva requerida.

$$NPSHd \geq 0.5NPSHr \quad (49)$$

$$3.20 \geq 0.5 \cdot 1.61$$

Respecto a la tubería de impulsión, la tabla XVII señala los datos para el cálculo:

Tabla XVII. Datos de la tubería de succión [3]

Característica	Símbolo	Valor	Unid
Longitud de la tubería de impulsión (de planos)	Li	75.67	[m]
Diámetro de la tubería de impulsión	Di	1.850	[m]
Coefficiente de Hazen Williams	C	150	
Altura de Impulsión	Hi	26.26	[m]

Para el cálculo de la tubería de impulsión, según la ecuación (50), se tiene:

$$A_i = \frac{\pi D a^2}{4} \quad (50)$$

$$A_i = 2.688 \text{ m}^2$$

La velocidad de la tubería de impulsión, se define como el caudal de diseño a bombear entre el Área de la tubería de impulsión:

$$U_i = \frac{Q}{A_i} \quad (51)$$

$$U_i = 6.06 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de las pérdidas por fricción y singularidades en la tubería de impulsión, se definen como:

$$\Delta h_{fi} = \frac{10.7 Q^{1.85} L_i}{C^{1.85} D_i^{4.85}} \quad (52)$$

$$\Delta h_{fi} = 0.67 \text{ m}$$

Se asume que la sumatoria de coeficientes de pérdidas por singularidad, $\sum(\lambda_i) = 0.5$, para lo cual las pérdidas de carga totales en la tubería de aspiración quedan

$$\Delta h_{si} = \sum(\lambda_i)(U_i^2 / 2g) \quad (53)$$

$$\Delta h_{si} = 0.936 \text{ m}$$

Para lo cual las pérdidas de carga totales en la tubería de aspiración son:

$$\Delta h_i = \Delta h_{fi} + \Delta h_{si} \quad (54)$$

$$\Delta h_i = 1.61 \text{ m}$$

Para el cálculo del golpe de ariete en la tubería de impulsión para el impulsor, se debe calcular la altura manométrica, la cual se define como:

$$H_m = H_g + U_i^2 / 2g + \Delta h_a + \Delta h_i + p_i / \rho \quad (55)$$

Donde H_g se define como la altura geométrica, definida como:

$$H_g = h_i \pm h_a \quad (56)$$

$$H_g = 26.26 \text{ m} + 1.61 \text{ m}$$

$$H_g = 27.87 \text{ m}$$

Ingresando los valores en la ecuación (55), se obtiene como resultado de la altura manométrica:

$$H_m = 36.29 \text{ m}$$

El tiempo de parada de la bomba se define como:

$$t = C_o + \frac{KLiU_i}{gH_m} \quad (57)$$

donde:

K Coeficiente en Función de L_i (tabla XVII)

C_o Coeficiente en función de H_m/L_i (tabla XVIII)

Tabla XVIII. Valores de K y C_o [40]

H_m/L	C
>0,20	1,00
=0,30	0,60
>0,40	0,00

Longitud	K
$L > 500\text{m}$	2,00
$L = 500\text{m}$	1,75
$500\text{m} < L < 1500\text{m}$	1,50
$L = 1500\text{m}$	1,25
$L > 1500\text{m}$	1,00

$$t = 2.58 \text{ s}$$

Para el cálculo de la celeridad de la bomba el valor se define por la siguiente tabla:

Tabla XIX. Valores de celeridad de las tuberías [40]

Material	$\frac{Dn}{e}$	$\frac{E_t}{kg/m^2}$	$\frac{a}{m/s}$
Acero	28	$2,2 * 10^{10}$	1,280
Función Fe.	11	$1,1 * 10^{10}$	1,300
Amianto-cemento	10	$1,85 * 10^9$	980
PVC:			
tubos de 0,4 MPa.	51	$3 * 10^8$	240
tubos de 0,6 MPa.	34	"	290
tubos de 1,0 MPa.	21	"	365
tubos de 1,6 MPa.	14	"	440
PE - HERSALEN (HDPE-50 ^a)			
tubos de 0,4 MPa.	26	$9 * 10^7$	185
tubos de 0,6 MPa.	17	"	225
tubos de 1,0 MPa.	11	"	280
PE - HERSAGUA (PE100)			
tubos de 0,4 MPa.	41	$12 * 10^7$	170
tubos de 0,6 MPa.	26	"	210
tubos de 1,0 MPa.	17	"	260
tubos de 1,6 MPa.	11	"	320
PE - HERSALIT (LDPE-32)			
tubos de 0,4 MPa.	17	$2 * 10^7$	110
tubos de 0,6 MPa.	11	"	135
tubos de 1,0 MPa.	7	"	170

Se supone el uso de una tubería de Fe, como caso general de estudio, con el fin de calcula la longitud crítica de a tubería (Lc), la cual vine dada por:

$$Lc = \frac{c t}{2} \quad (58)$$

$$Lc = 1675.19 m$$

El tiempo que tarda la onda de presión en dar una oscilación completa, viene definido por:

$$Tc = \frac{2Li}{c} \quad (59)$$

$$Tc = 0.12 s$$

Como $L_i < L_c$ y $t > t_c$ la sobrepresión o depresión producida por el golpe de ariete viene dada por la ecuación (60).

$$\Delta h = \frac{2l_i U_i}{gt} \quad (60)$$

$$\Delta h = 36.29 \text{ m}$$

Lo que indica que el golpe de ariete se presentaría a una altura de 36.29 m.

Para el cálculo de la potencia de la bomba se define mediante la siguiente ecuación:

$$P_b = \frac{\delta Q H m}{75 \eta} \quad (61)$$

Se define un rendimiento de la bomba de un 70%, para lo cual la ecuación (60) resulta:

$$P_b = 9.26 \text{ Hp o } 6.90 \text{ kW}$$

9.7.1. Cálculo de la curva resistente del sistema de tuberías

Para saber exactamente en qué condiciones funcionará el ventilador, debemos conocer la curva resistente de la instalación, es decir, la curva que relaciona la pérdida de carga de la instalación con el caudal que pasa por ella. Podemos encontrar el punto de trabajo de un ventilador simplemente superponiendo las curvas características del ventilador y resistente del conducto.

Se puede comprobar que la pérdida de carga de una conducción varía proporcionalmente con el cuadrado del caudal. La ecuación (62) se usa para encontrar otros puntos en la línea del sistema cuando se conoce el volumen del aire que se mueve por los conductos y la presión total.

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^2 \quad (62)$$

Donde ΔP_2 es la presión total que se requiere conocer, ΔP_1 es la presión total conocida de 600 Pa , Q_2 es el caudal al que se requiere conocer ΔP_2 y finalmente Q_1 es el caudal de diseño conocido de $976.8 \text{ m}^3/\text{min}$. En este caso es necesario suponer más caudales con los que se hallarían, siempre para la misma instalación, nuevos puntos de pérdida de carga. Uniendo todos los puntos encontrados se representará la característica resistente de la instalación estudiada. La intersección entre la curva del ventilador y la característica resistente de la instalación nos dará el punto de trabajo. Se toma en cuenta para el cálculo que el vapor que circula a través es típicamente turbulento y la presión está relacionada con el cuadrado de la velocidad con lo cual se determina las

presiones y caudales necesarios para construir la curva resistente del sistema, en la tabla XX y aplicando la ecuación (61) se determinan estos nuevos valores [40] [41] [42] [43].

Tabla XX. Datos para construcción de curva resistente

Flujo volumétrico [m ³ /min]	Presión Total [Pa]
0	0
600	226,38229
1200	905,529161
1800	2037,44061
2400	3622,11664
3000	5659,55726
3600	8149,76245
4200	11092,7322
4800	14488,4666
5400	18336,9655
6000	22638,229
6600	27392,2571
7200	32599,0498

Luego de determinar las presiones y caudales necesarios se procede a construir la curva. La curva resistente tiene una ecuación ajustada mediante el método de mínimos cuadrados.

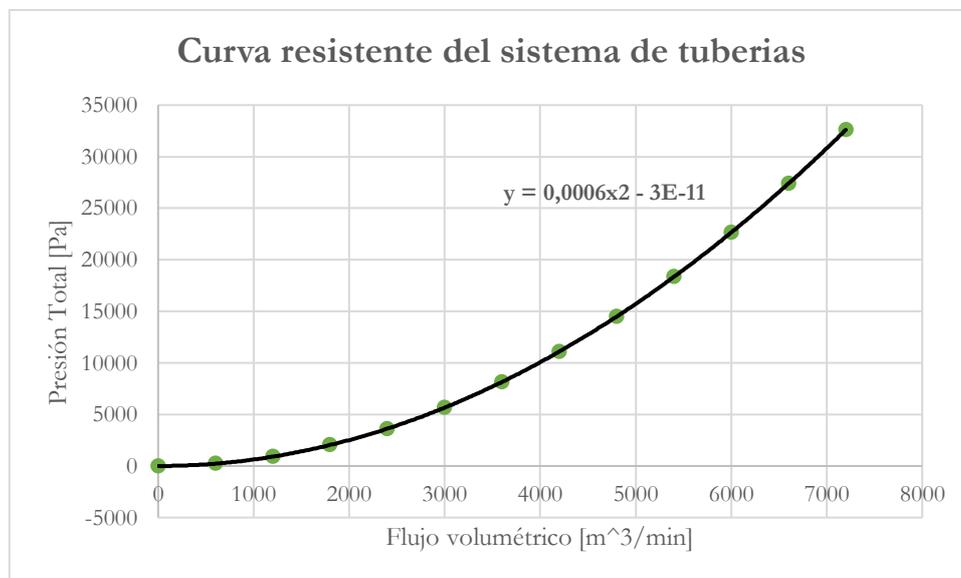


Fig. 37. Curva resistente para el sistema de tuberías [44] [45]

9.7.2. Resultados del Impulsor o Ventilador

Con respecto al sistema de ventilación de impulsión, se tienen la siguiente distribución planteada en plano, según se muestra en la figura 38:

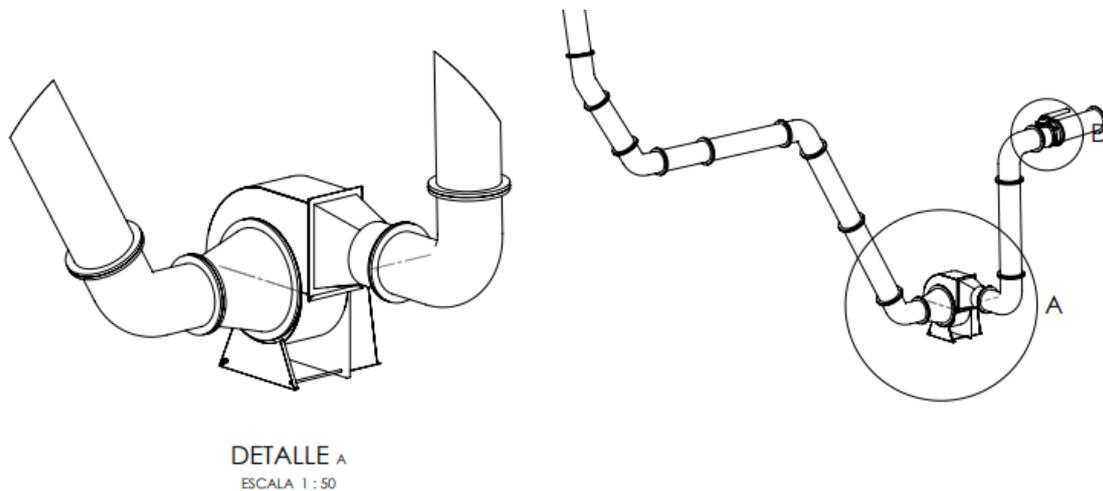


Fig. 38. Esquema del sistema de impulsión del gas residual

La potencia del motor ventilador y/o impulsor debe estar alrededor de los 9.26 hp, o 6.90 kW para impulsar el vapor residual obtenido en los cálculos del balance de energía

Bajo estos parámetros, se pueden seleccionarnos alternativas que podrían fácilmente soportar la carga, su selección dependerá de los parámetros obtenidos anteriormente

Para fines de análisis, se selecciona el ventilador centrífugo de la marca Elektror modelo CFL, el cual maneja hasta una temperatura de 1000 °C, de velocidad ajustable y múltiples certificaciones ver anexo 5.

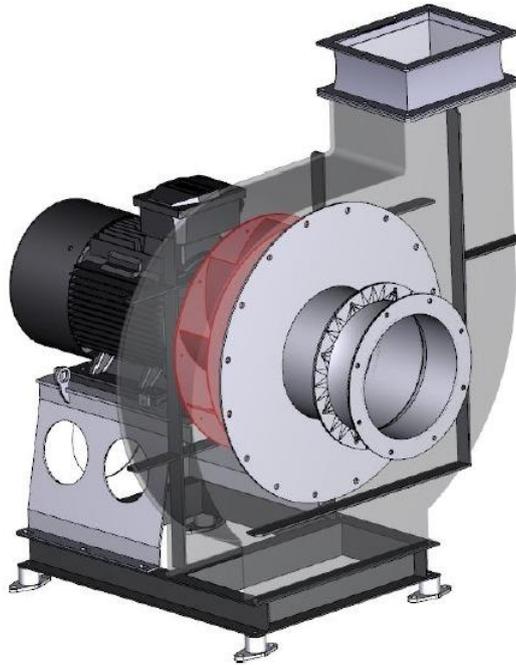


Fig. 39. Ventilador Centrifugo Elektor CFL [46]

Maneja volúmenes de muy alto flujos a una pérdida de presión relativamente baja permite numerosas áreas de uso. Gracias a sus dimensiones, los dispositivos se pueden utilizar en situaciones de instalación especiales. Hay una amplia gama de accesorios disponibles para equipar los ventiladores según sea el caso. Los ventiladores están disponibles con transmisión directa, transmisión por correa o modelos de accionamiento de acoplamiento. Diámetro de aspiración: 280 mm a 2.500 mm.

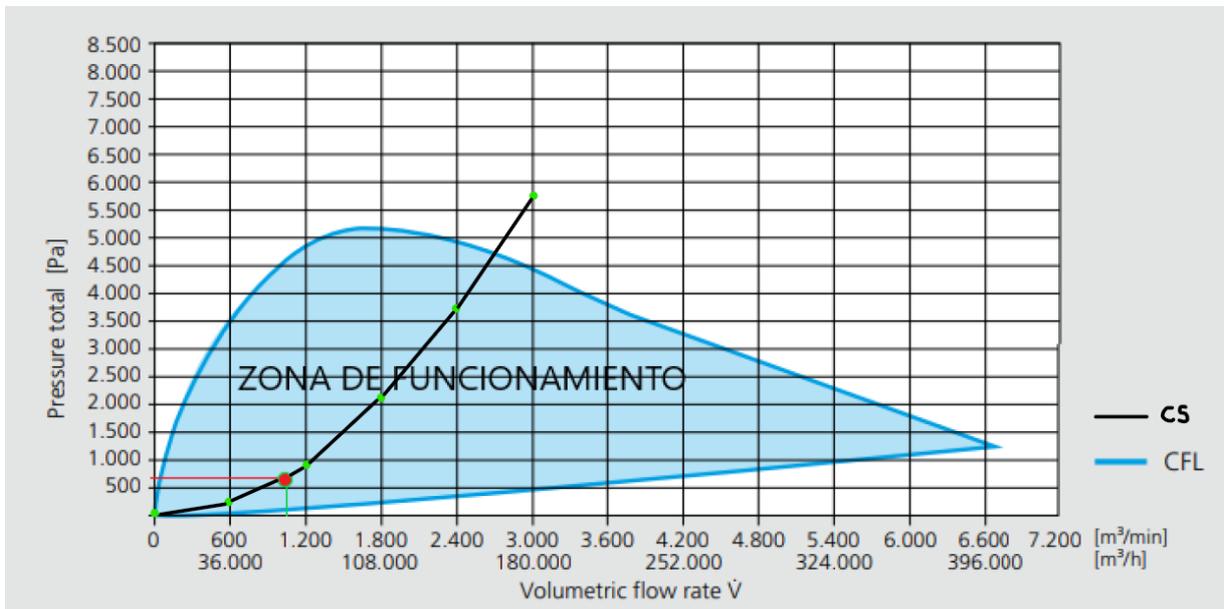


Fig. 40. Curvas del sistema de tuberías y ventilador CFL.

Considerando la curva del sistema CS se gráfica frente a la curva del ventilador CFL mostrada en la figura 40 y se evidencia que la curva resistente del sistema de tuberías está dentro de la zona del funcionamiento del ventilador CFL.

10. Análisis de costos del sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel

Según los datos aportados por la empresa, la planificación de funcionamiento del horno secador de Clinker tiene una planificación estimada de funcionamiento todo el año, las 24 horas del día, a excepción por parada de mantenimiento de 7 días continuos y 15 días continuos.

El secador de Puzolana, donde se desea aprovechar los gases residuales provenientes del proceso de secado de Clinker, actualmente funciona con un quemador de combustible, el cual es el bunker. Para este caso el desarrollo del diseño se resumió en desarrollar un sistema que reemplace este quemador, es por ello que se ocupan los gases residuales estudiados para suplir la necesidad de utilización de dicho quemador.

En la actualidad, la empresa tiene asociado un gasto de 30 mil galones de bunker al mes, es decir en promedio mil galones de bunker al día. Cada galón de bunker tiene un costo de 1\$, lo cual se traduce en un aproximado de 365000.00 \$ al año.

Tabla XXI. Horas de disponibilidad de gas residual al año

Centro de Costo	Utilización [Mes]	Funcionamiento [Horas]	Paradas [horas/año]	Operación [horas/año]
Combustible tipo Bunker	12	24h x 365= 8760	528	104,592.00

Las horas disponibles al año del gas residual de bunker son de 104529 horas al año, lo que se traducen en 11.93 meses de operación, o 343 días disponibles a una rata de 1000\$ de bunker por día, da un costo anual del 343,000.00 \$ al año por uso de combustible.

Este monto será el monto a ahorrar durante cada año, derivado con la implementación del sistema de recuperación de gases residuales provenientes del horno de secado del proceso de Clinker, y reemplazar dichos gases en el horno secador de puzolana.

10.1. Estudio de costos

En el siguiente apartado se determinarán los siguientes costos: costo de materiales, mano de obra, equipos, adecuaciones, trabajo civil e instalaciones.

La tabla XXII muestra la lista de precios facilitada por la empresa Colombiana O-TEK, en donde se hace referencia a los precios en pesos colombianos de la tubería (ver anexo 9).

Haciendo la conversión a dólares, para el caso de la tubería de 1800mm, el precio por metro es de 276.60\$. Para el tema de los accesorios, se considerará un valor de 0.2 del precio total de la tubería multiplicado por el total de metros, la tabla resume los costos relacionados con la tubería y accesorios.

Tabla XXII. Costos asociados a tubería y accesorios

Descripción	Cant	P.U. (USD)	Total (USD)
Tubería PRFV	110	276.60	30426
Accesorios	110	276.60*0.2	6085.20
Total			36,511.20

10.1.1. Costos Materiales

Tabla XXIII. Costos de materiales

Descripción	Cantidad	P.U. (USD)	Total (USD)
Tubería y Accesorios	1	36511.20	36511.20
Aislante	16	215	3440.00
Ciclón Separador de Polvos	1	45320.20	45320.20
Ventilador Impulsor	1	39421.20	39421.20
Válvula damper	2	14712.41	29424.82
Total, Materiales			154117.42

Nota. Precios referenciales

10.1.2. Costos mano de obra y equipos

Tabla XXIV. Costos de mano de obra y equipos

Descripción	Cantidad	P.U. (USD)	Total (USD)
Instalación de Tubería	110	350	38500.00
Instalación de Ciclón	1	18520.00	18520.00
Instalación Impulsor	1	6520.00	6520.00
Alquiler de equipos de izaje	1	5820	5820.00
Mano de obra	12p * 10 días	157.89	18946.8
Herramientas y Otros materiales menores	1	5200.00	5200.00
Total			93506.80

Nota: Precios referenciales tomados de trabajos anteriores en la Industria de Cemento Guapán

10.1.3. Costos adecuaciones y trabajo civil

Tabla XXV. Costos de adecuaciones y trabajo civil

Descripción	Cantidad	P.U. (USD)	Total (USD)
Adecuación al sistema de Secado de Puzolana	1	41325.00	41325.00
Adecuación Al sistema de gases residuales del Horno Clinker	1	29520	29520.00
Obras Civiles	1	15220.00	15220.00
Mano de obra civil	5P * 8 días	89	3560.00
Total			89,625.00

Nota: Precios referenciales tomados de trabajos anteriores en la Industria de Cemento Guapán

10.1.4. Costo total del proyecto

Tabla XXVI. Costo total del proyecto

Descripción	Cantidad	P.U. (USD)	Total (USD)
Costo de Materiales	1	154117.42	154117.42
Costo mano de obra y equipos	1	93506.80	93506.80
Costo Adecuación y Obra Civil	1	89625.00	89625.00
Total			337249.22

11. Conclusiones

Los procesos industriales tienen asociados consigo una serie de costos relacionados a su propia implementación. Estos costos influyen directamente en el precio final del producto manufacturado. Para el caso de la UCEM S.A. planta Guapán, el proceso de secado de la Puzolana reporta unos costos mensuales que rondan alrededor de 30,000.00 USD mensuales, valor asociado solamente a la compra del combustible Bunker para su proceso; generando un impacto económico importante para la empresa. Es por ello que se propuso diseñar un sistema que permita reutilizar los gases residuales de un proceso, los cuales actualmente son enviados a una chimenea y desaprovechados.

Como paso inicial se analizó la condición actual del proceso de secado de la puzolana, así como sus variables de funcionamiento a fin de realizar un balance de energía con el fin de estimar los parámetros requeridos de funcionamiento del sistema, para lo cual se determinó que los gases provenientes del secador de Clinker eran suficientes para suplir el quemador de bunker del proceso de secado de la puzolana.

Los datos obtenidos indicaron de igual manera que al utilizar el vapor residual proveniente del quemador de Clinker, los cuales en la actualidad son liberados a la atmosfera a través de una chimenea acorde para dicho fin, y recuperarlos para el proceso de secado de la puzolana, la UCEM S.A. planta Guapán, podría ahorrar un monto significativo de dinero derivado a los costos operativos de dicho proceso de secado.

Se analizaron y revisaron los procesos de generación de calor y/o secados disponibles, para el cual se determinó que el proceso de secado actualmente implementado por la UCEM S.A. planta Guapán, es eficiente, pero utiliza recursos externos que podrían ser reemplazados a fin de optimizar los costos. Si se llegara a implementar la solución planteada, la misma estará enfocada en utilizar recursos propios de generación de calor, para el cual se entraría en una fase de auto sustentación de energía calórica.

Los resultados arrojaron que para dicha implementación se debe tender una canalización de 1.85m de diámetro, conectada desde la tubería de gases residuales del proceso de secado de Clinker, dirigiéndose a un ciclón separador de polvos y canalizando dicho vapor residual hacia el proceso de secado de la puzolana, impulsado por un ventilador del 10 HP aproximadamente. Bajo estas características, se concluye que el sistema de secado de la puzolana funcionará de acuerdo a los parámetros obtenidos en el balance de masa y energía. Toda esta información valida la revisión de las tecnologías de secado, indicando que el proceso propuesto es el más óptimo.

Con respecto al proceso de diseño, el mismo se realizó siguiendo los datos obtenidos de la fase de investigación bibliográfica, para los cuales se concluye que los mismos

son los adecuados para el sistema propuestos. Como resumen se obtuvo un diámetro de 1.85 m, recubierto por una capa aislante de 80mm de espesor, dispuesta para transportar el flujo volumétrico calculado.

Los costos asociados con el diseño propuesto, se han estimado en 337 249.22 USD; en contraparte si se realiza la propuesta en cuestión, se disminuyen los costos operativos de 343,000.00 USD al año a sólo 22000\$ relacionados a los periodos de mantenimiento del Horno secador de Clinker, lo cual permite concluir que la propuesta permite optimizar los costos relacionados con el proceso de secado de la puzolana.

12. Futuras líneas de investigación

Los futuros trabajos se relacionan a la presente línea de investigación, se detallan dos: en primera instancia diseñar el sistema de control de las válvulas damper para incorporarse al presente diseño del sistema de recuperación de calor residual en el horno túnel de la empresa UCEM S.A. planta Guapán.

La siguiente propuesta sería realizar un sistema de recuperación de calor; sistema de tuberías que transportan gas residual, que se ocupará como fluido de trabajo dentro del molino de clinker (molino de bolas), permitiendo mayor eficiencia en el proceso de molienda y mejorando la calidad del producto final.

13. Referencias

- [1] L. Lopera, C. Nieto , A. Escudero, C. Bustamante y M. Fernandez, «Evaluación de tecnologías de recuperación de calor residual a baja temperatura para la industria cementera,» *WIT Transactions on Ecology and Environment*, vol. 195, n° 1, pp. 111-122, 2015.
- [2] Google Maps, «Google Maps,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.google.com/maps/place/Cementos+Guapan/@-2.725983,-78.8513154,17z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x91cd12ad516bf23b:0x92a1410a0893278a!8m2!3d-2.725983!4d-78.8491267?hl=es>. [Último acceso: 05 07 2022].
- [3] UCEM S.A., «Union Cementera Nacional,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.ucem.com.ec/nosotros/>. [Último acceso: 05 07 2022].
- [4] R. Feynman y R. Leighton, *Lecciones de Física de Feynman, mecanica, radiación y calor*, Ciudad de México - México: Ediciones Científicas Universitarias, 2019.
- [5] E. Boechler, A. Campbell, A. Fano-trabanco, J. Hanania y J. Jenden, «Enciclopedia de energía,» energy education, 2022. [En línea]. Available: https://energyeducation.ca/es/Ley_de_conservaci%C3%B3n_de_la_energ%C3%ADa. [Último acceso: 05 07 2022].
- [6] J. Ángel y J. Guin, «Sistema automático de transferencia de energía eléctrica para una Gasolinera,» Universidad Politécnica Salesiana de Ecuador, 2022.
- [7] A. Martín, *Apuntes de Transmisión del Calor*, San Francisco, California: Creative Commons, 2018.
- [8] A. Coronado, *Conceptos Basicos De Transferencia De Calor Y Masa*, Bogotá-Colombia: Universidad Nacional de Colombia, 2018.
- [9] F. García y F. Jadán, «Diseño de un secador de puzolana para la industria Guapán,» Universidad de Cuenca, Ecuador, 2014.
- [10] R. Basurco, «Balance de Materia y Energía,» Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa. Perú, 2021.
- [11] F. Nvarro y J. Otero, «Balance de masa reciente y dinámica de los glaciares de la Península Hurd (Isla Livingston, Antártida) en un contexto de clima cambiante [Trabajo de doctorado],» Universidad Complutense de Madrid. España, 2019.

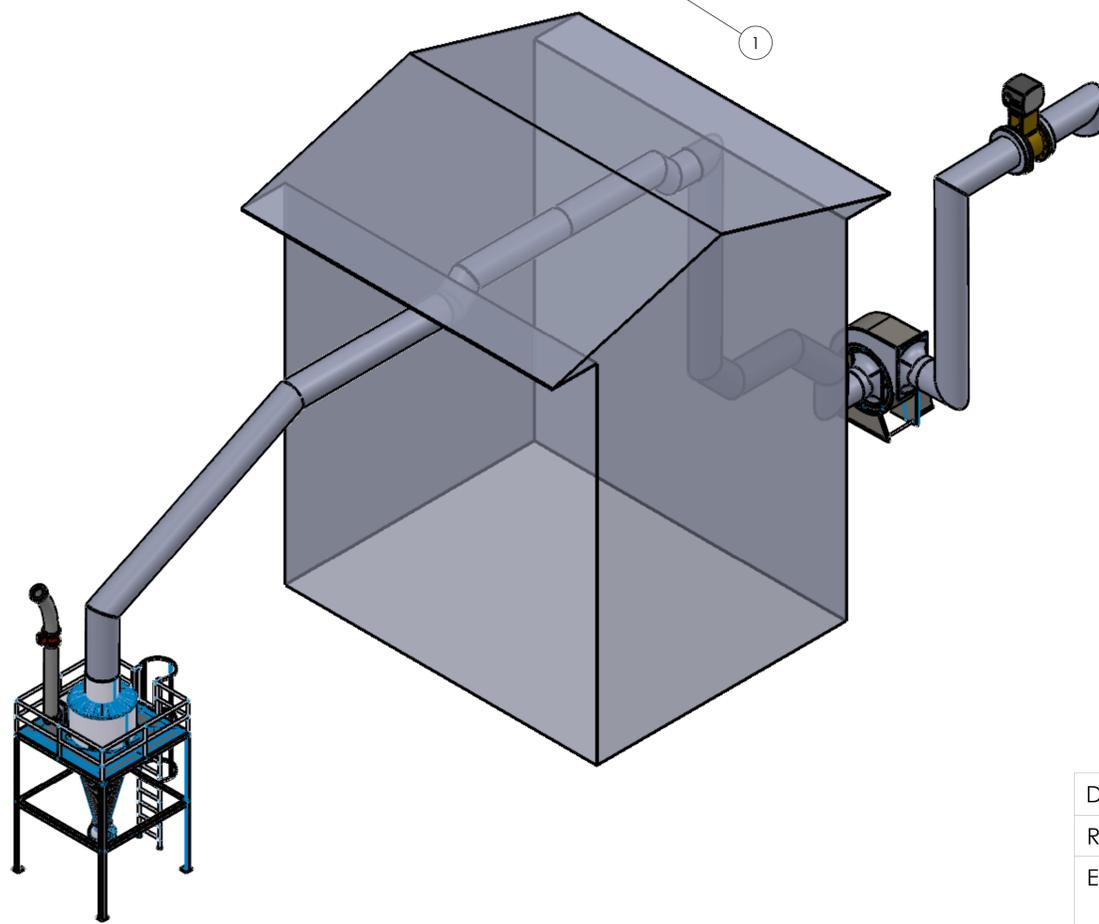
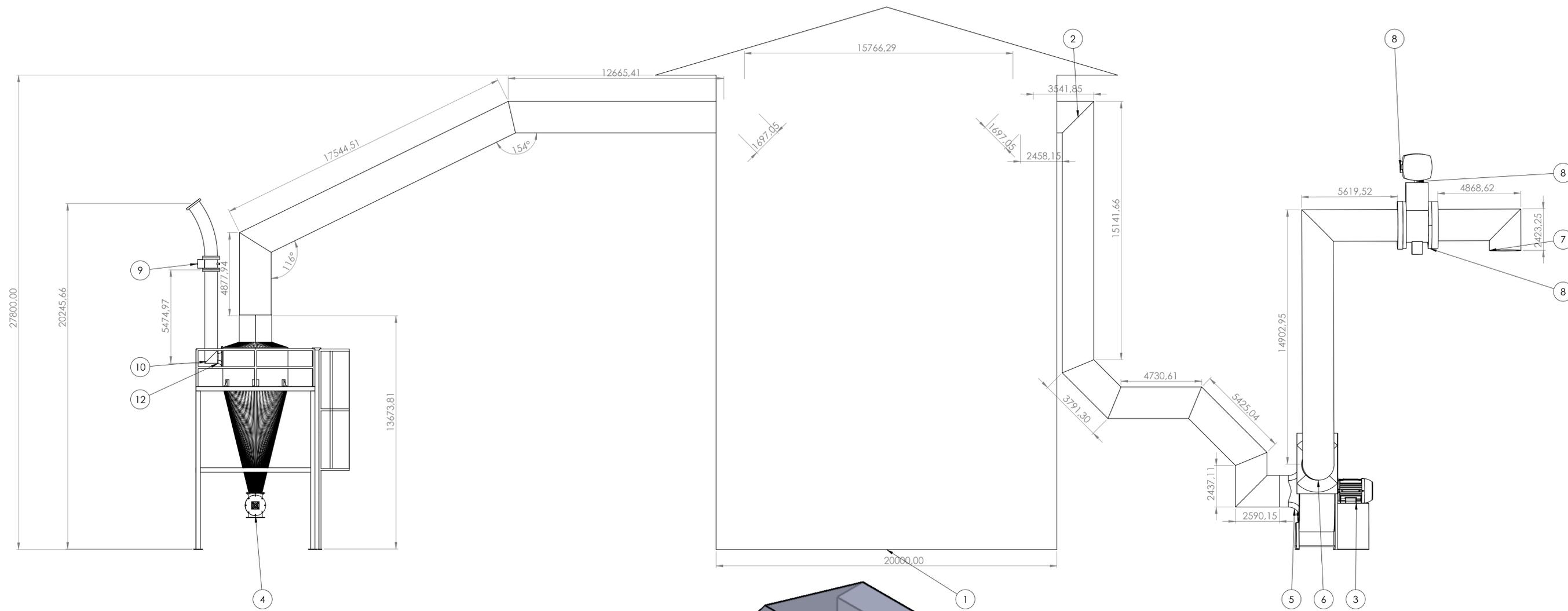
- [12] S. Medina y D. Proaño, «Balance de masa en el área de Ribera (zona húmeda) Curtiduría Tungurahua S.A [Trabajo de Titulación Profesional],» Universidad Centra de Ecuador. Quito - Ecuador, 2021.
- [13] J. García, «Evaluación del balance de masa y energía de una planta de pretratamiento de hidrólisis térmica de fangos Cambi en una EDAR,» Universidad de León. Madrid España, 2021.
- [14] V. Arias, «Simulación del balance de masa distribuido de verano (2011-2012) del Glaciar Tapado, valle del Elqui, Chile, y análisis e incorporación del efecto de los penitentes en el intercambio energético,» Universidad de Chile, 2018.
- [15] u. Iturralde, «Metodología para balance energético de un Central azucarero. Estudio de caso: Central “Ciudad Caracas”,» *Mapa. revista de ciencias sociales y humanísticas*, vol. 4, nº 21, 2020.
- [16] P. Ojeda, «Estimación del balance de masa y energía de la nieve en sitios de bosque nativo de la Región de Ñuble, mediante simulación numérica y redes de sensores,» Univesidad de Chile., 2019.
- [17] R. Alvarez, «Diseño de un secador de puzolana para molienda de cemento, universidad nacional del centro de Perú, Álvarez Roberto, Facultad de ingeniería mecánica,» Universidad Nacional del Centro del Perú. Huancayo Perú, 2014.
- [18] A. Medina y J. Jaramillo, «Recuperación energética y análisis térmico del proceso de cocción en la industria cerámica,» *Revista UIS Ingenierías*, vol. 18, nº 1, pp. 81-98, 2019.
- [19] G. Scully, «Intercambiadores de calor de placas. Hechos a tu medida,» *Revista Cero Grados*, 2021.
- [20] L. Javier, «Tu disipador y GPU lo tienen, pero ¿sabes qué es un Heat Pipe?,» 24 02 2020. [En línea]. Available: <https://hardzone.es/reportajes/que-es/heat-pipe-caracteristicas-como-funciona/>.
- [21] Researchgate, «Research gate,» 2022. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Figura-1-a-Caloducto-Heat-Pipe-b-termosifon-convencional-c-termosifon-de-contorno_fig1_305903971. [Último acceso: 05 07 2022].
- [22] M. Alarcon, «Slideshare,» Tecnologías de recuperación y revalorización de calores residuales, [En línea]. Available: <https://slideplayer.es/slide/10327728/>. [Último acceso: 03 07 2022].

- [23] Sitong Boiler, «Caldera de recuperación de calor residual,» 2014. [En línea]. Available: <https://es.sitong-boiler.com/product/others-product/waste-heat-recovery-boiler.html>. [Último acceso: 05 07 2022].
- [24] Airtecnicos, «Airtecnicos,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.airtecnicos.com/es/tecnologia/recuperadores-de-calor-generalidades>. [Último acceso: 05 07 2022].
- [25] M. Berrera, V. Aguilar, J. Bernardino, F. Santana y J. Serrano, «Ciclo de Rankine,» *TEXEPI Boletín científico de la escuela superior Tejepi de Rio*, vol. 9, n° 17, pp. 32-35, 2022.
- [26] A. Cerrada, «Análisis de Ciclos de Rankine Orgánicos,» Universidad de Sevilla. Departamento de Ingeniería Química y Ambiental, 2020.
- [27] M. Barbosa, «Análisis del ciclo de Rankine orgánico ideal mediante 8 fluidos orgánicos de trabajo,» Universidad de los Andes, Bogotá - Colombia, 2018.
- [28] J. Acosta, «Análisis energético y exergético de un ciclo de potencia brayton de multigeneración utilizando energía termosolar concentrada CSP como fuente de calor en Colombia,» Fundación Universidad de América. Bogotá Colombia , 2021.
- [29] D. d. F. Aplicada, «Ciclo Brayton (GIE),» Universidad de Sevilla, Sevilla, s.f..
- [30] E. Parizzi, «Análise termodinâmica de um ciclo combinado Brayton e Rankine orgânico,» Universidad Federal de Sata María. Brasil, 2021.
- [31] N. Connor, «¿Qué es la teoría del ciclo de Brayton? Brayton Engine: definición,» *Thermal Engineering*, 09 01 2020. [En línea]. Available: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-teoria-del-ciclo-de-brayton-brayton-engine-definicion/>.
- [32] J. Jimenez, «Caracterización, integración y evaluación del esquema de bomba de calor a gas,» Universidad de Sevilla, España, 2019.
- [33] E. Parcerisa, «Qué es una bomba de calor,» *Nius Diario*, 09 2022.
- [34] A. d. F. d. E. d. Climatización, «Bomba de Calor,» s.f. [En línea]. Available: <https://www.bombadecolor.org/noticias/principios-termodinamicos>. [Último acceso: 2 Noviembre 2022].
- [35] A. Obregón, «Análisis y diseño de un sistema de recuperación de calor para la industria de fundición,» Universidad Autónoma de Nuevo León. México, 2019.

- [36] Y. Cengel y M. Boles, *Termodinámica*, 7MA EDICIÓN ed., México D.F.: Mc Graw Hill, 2012.
- [37] W. Duda, *Manual Tecnológico del cemento*, Barcelona: Editores Técnicos Asociados, 1977.
- [38] Y. Çengel y A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, México: Mc Graw Hill, 2011.
- [39] C. Echeverri, «Diseño óptimo de ciclones,» *Revista Ingenierías Universidad de Medellín*, vol. 5, n° 9, pp. 123-139, 2006.
- [40] P. Zuñiga, *Recomendaciones básicas para la selección de ventiladores*, Chile: Gobierno de Chile, s.f..
- [41] Sodeca, «Caudal y presión del ventilador,» s.f..
- [42] B. o. E. Efficiency, «Fans and Blowers,» s.f..
- [43] K. Robinson, «The System Curve, the Fan Curve,» *Plant Engineering Consultants*, 2018.
- [44] S. & Palau, *¿Qué es un ventilador? Características y clasificación*, Soler & Palau Ventilation Group, s.f..
- [45] L. Twin City Fan Companies, *Engineering Resource Guide*, TCF, 2020.
- [46] Elektror, *CF Radial Fan Direct drive D3. Original operating manual*, Polonia: Elektror airsystems, 2019.

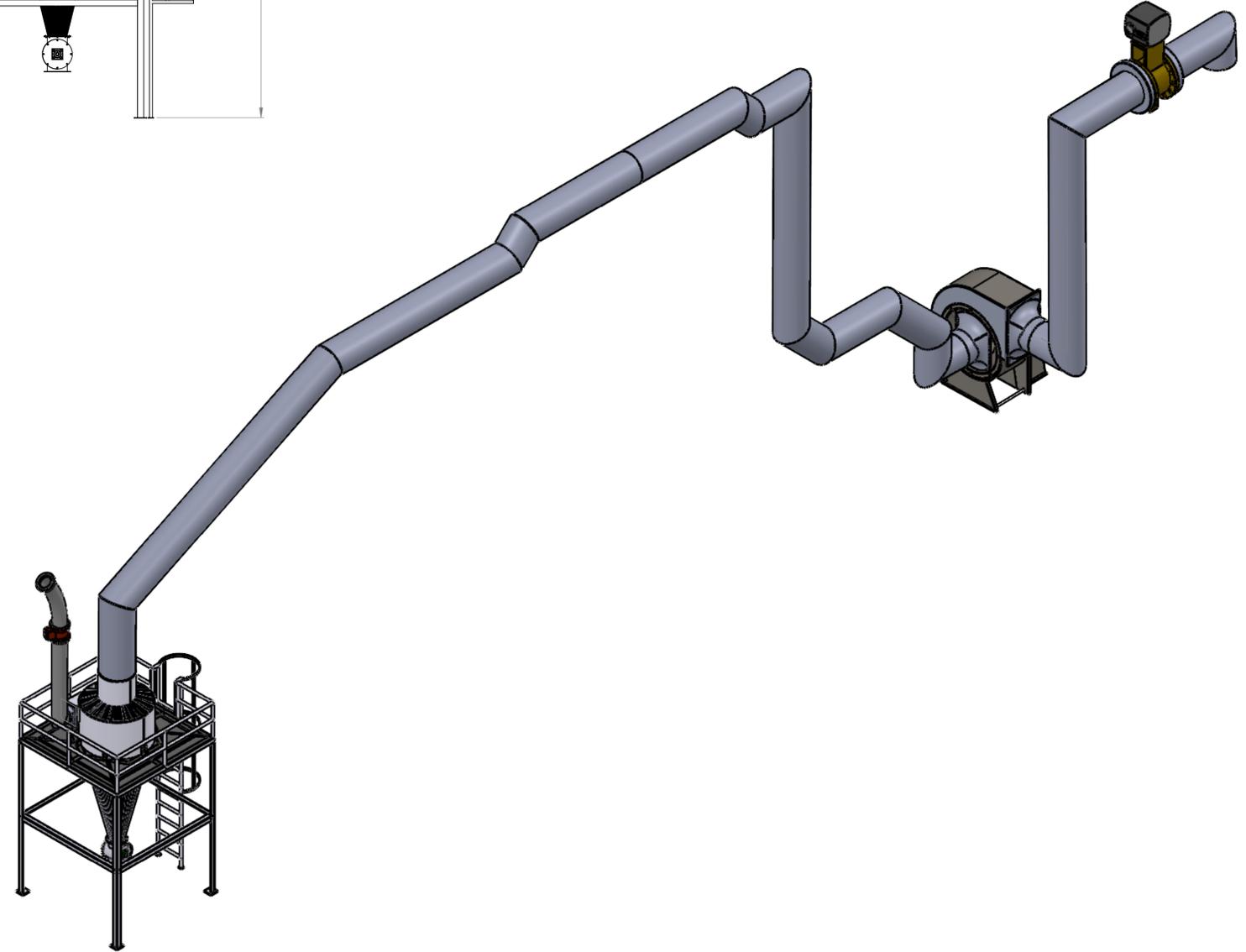
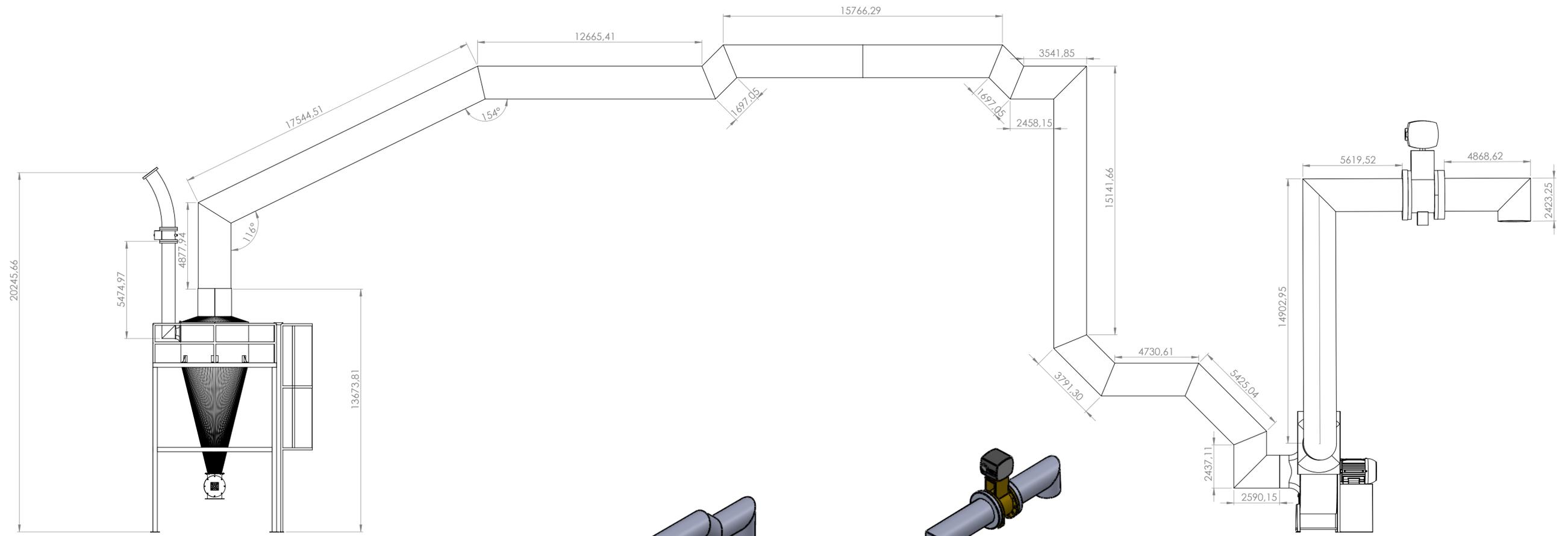
14. Anexos

Anexo 1. Planos Constructivos del sistema de secado

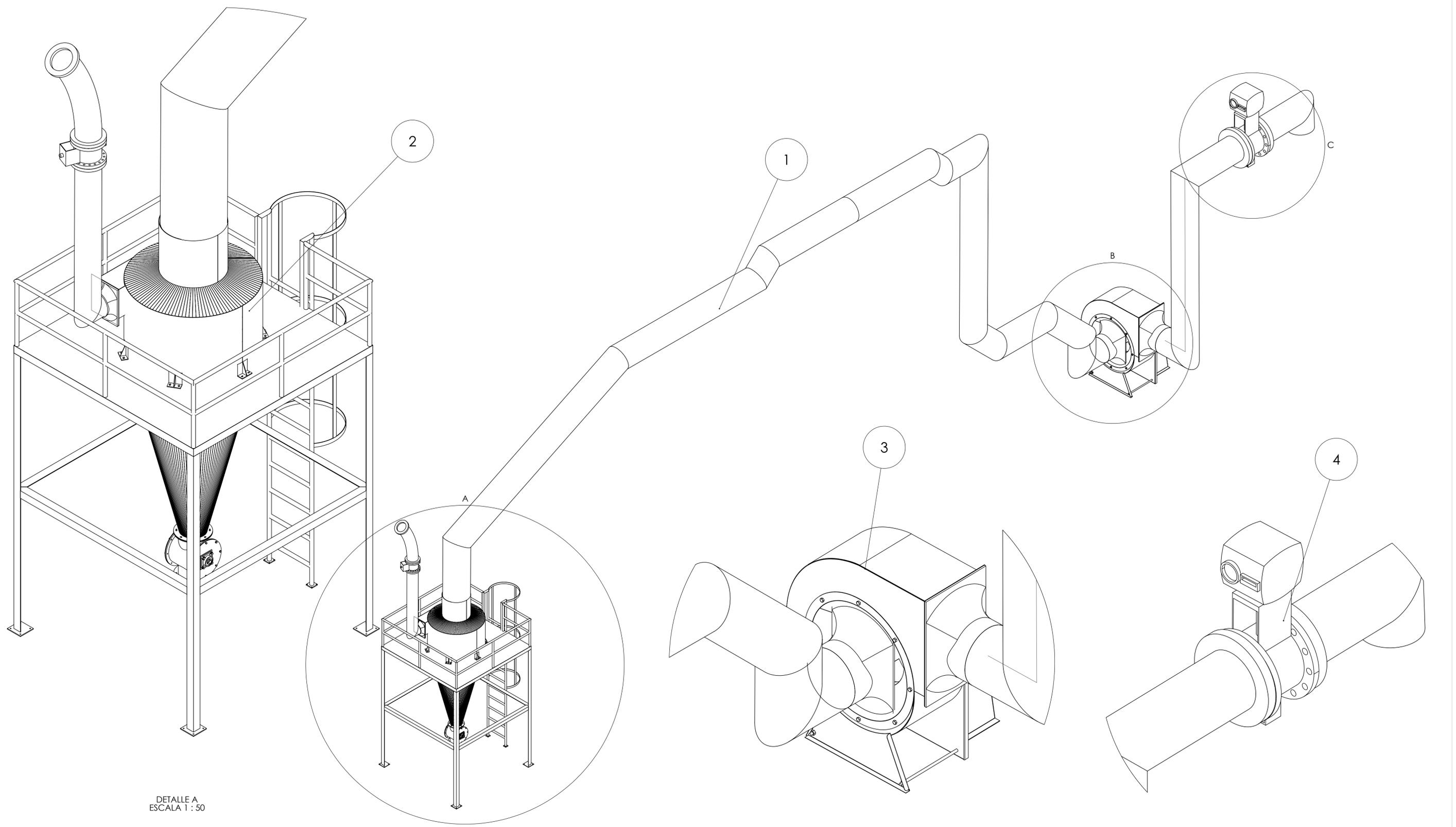


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Hall clinker	1
2	Tuberías	12
3	Ventilador	1
4	Canal de entrada ciclón	1
5	ventilador secador	2
6	tubería ventilador -secador	1
7	valvula - secador	1
8	valvula mariposa Damper ISO 5211	1
9	Valvula Damper - Norma ISO 5211	1
10	tubo respirador	1
12	para chimenea	1

Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD.	
Escala:	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha: 2022/11/08
1:100		Unidades: mm



Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD.	
Escala:	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha: 2022/11/08
1:100		Unidades: mm



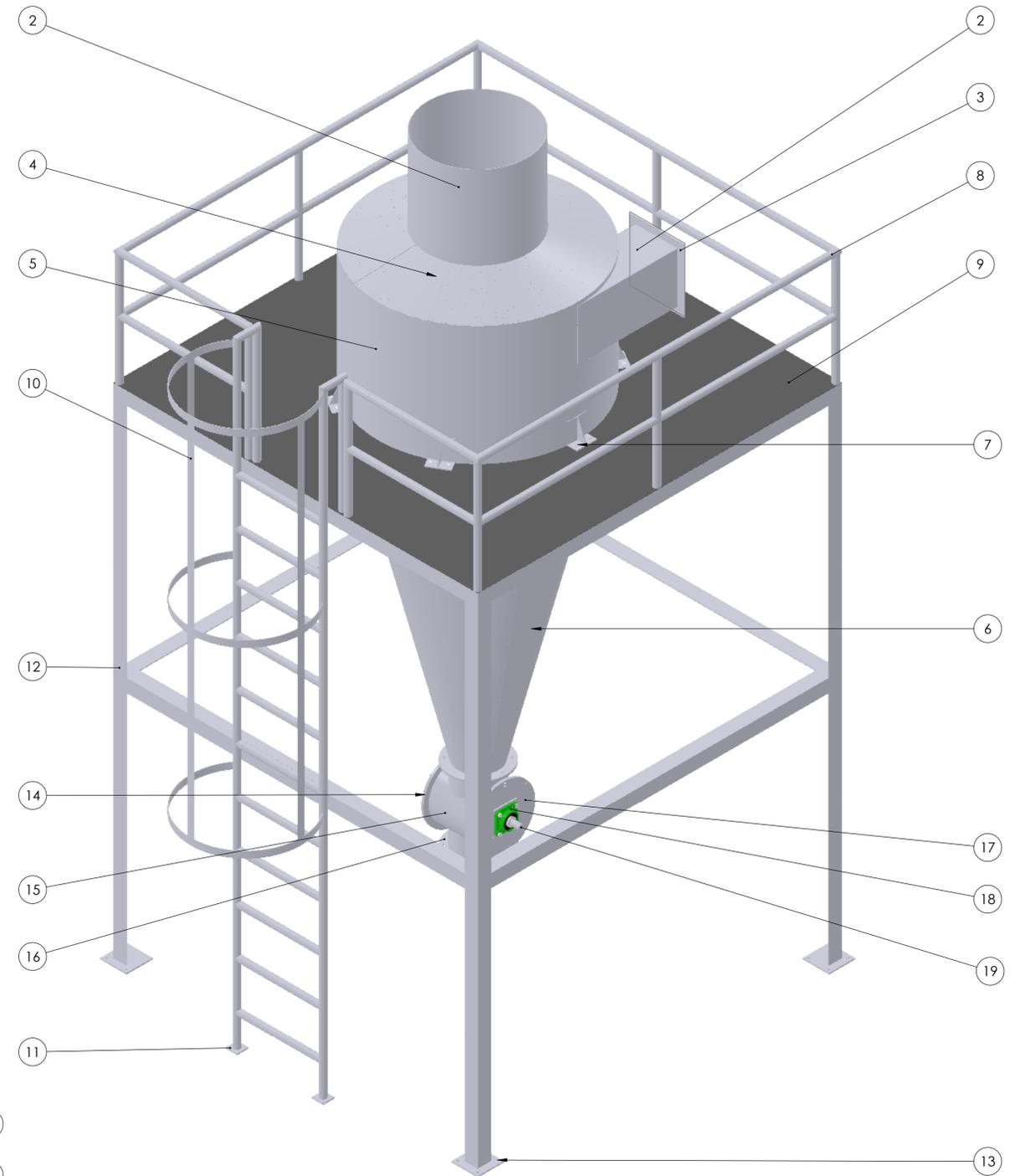
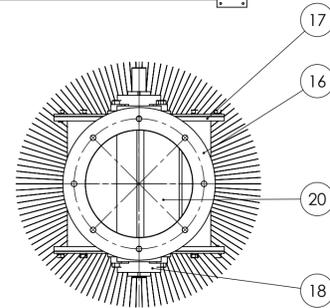
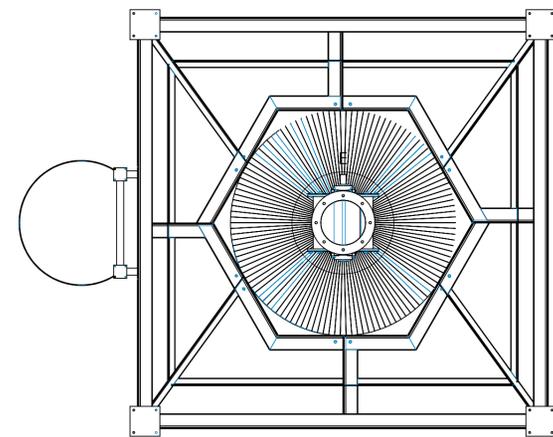
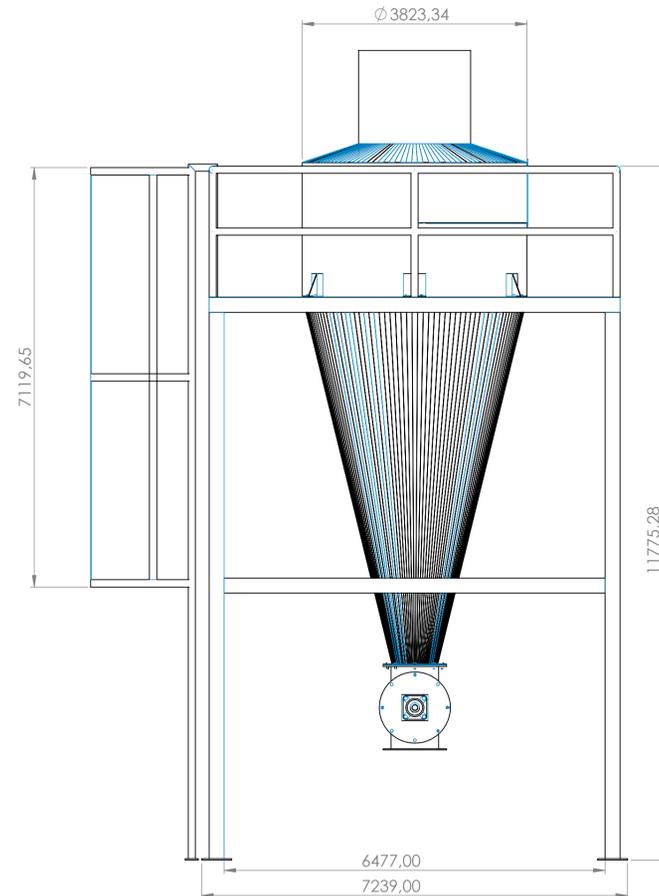
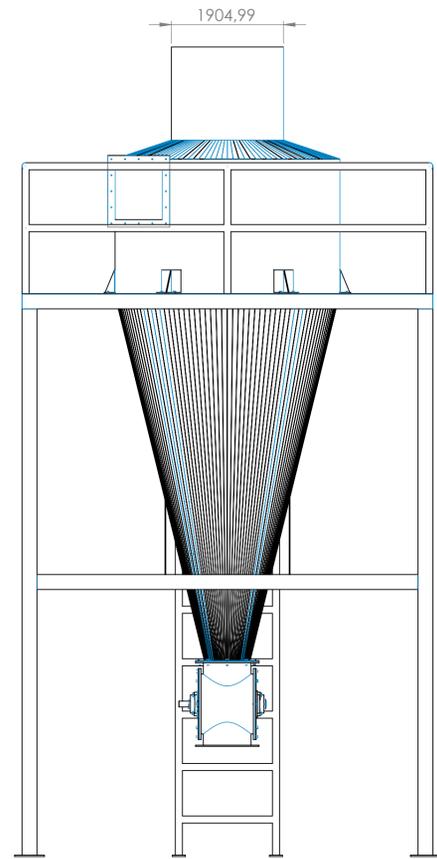
DETALLE A
ESCALA 1 : 50

DETALLE B
ESCALA 1 : 50

DETALLE C
ESCALA 1 : 50

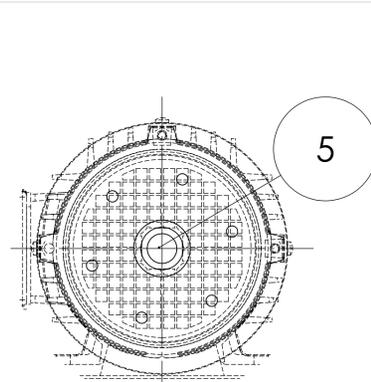
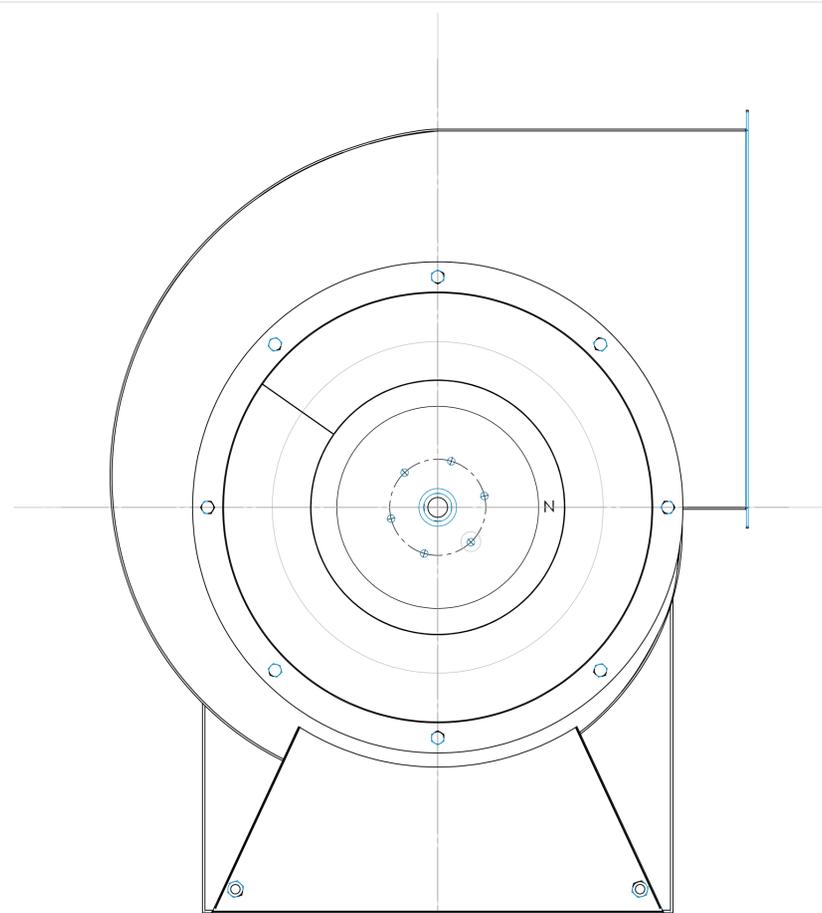
N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tuberías	12
2	Ciclón	1
3	Ventilador	1
4	Valvula mariposa	1

Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD.	
Escala:	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha: 2022/08/11
		Unidades: mm

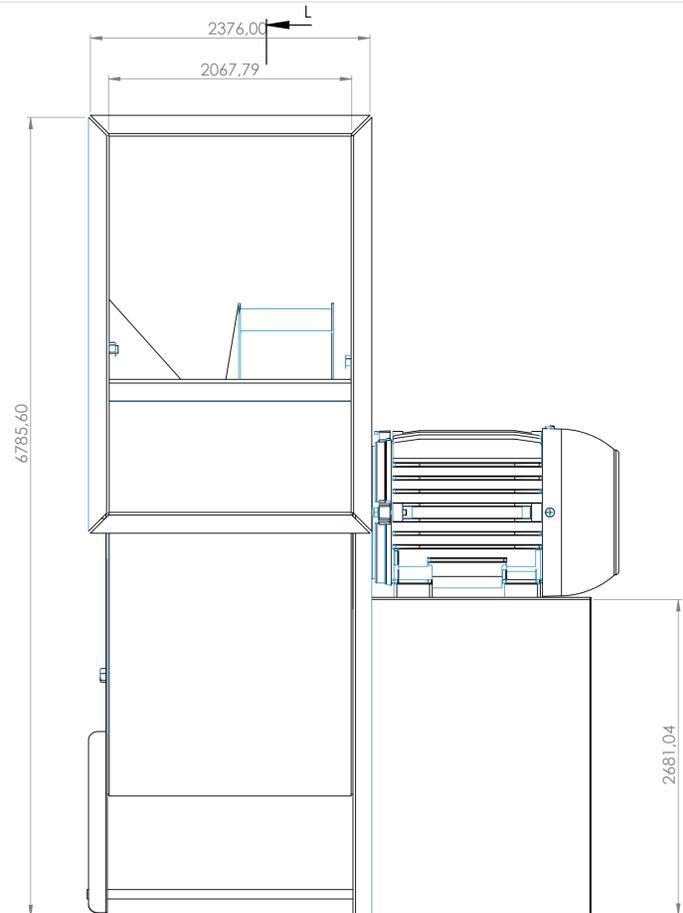


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Valvula mariposa	1
2	Canal de entrada ciclón	1
3	Brida de entrada	1
4	Tapa de domo	1
5	Cuerpo cilindro	1
6	Cuerpo cono de ciclón	1
7	Placa barrenada	6
8	Barrandal plataforma	1
9	Piso plataforma	1
10	Escalera plataforma	1
11	Placa base escalera	4
12	Bastidor de plataforma	4
13	Placa base bastidor	4
14	Brida roscada lateral	2
15	Cuerpo valvula	1
16	Brida	1
17	Brida montaje chumacera	1
18	Unidad de rodamiento	1
19	Flecha rotor	1
20	Aspa	1

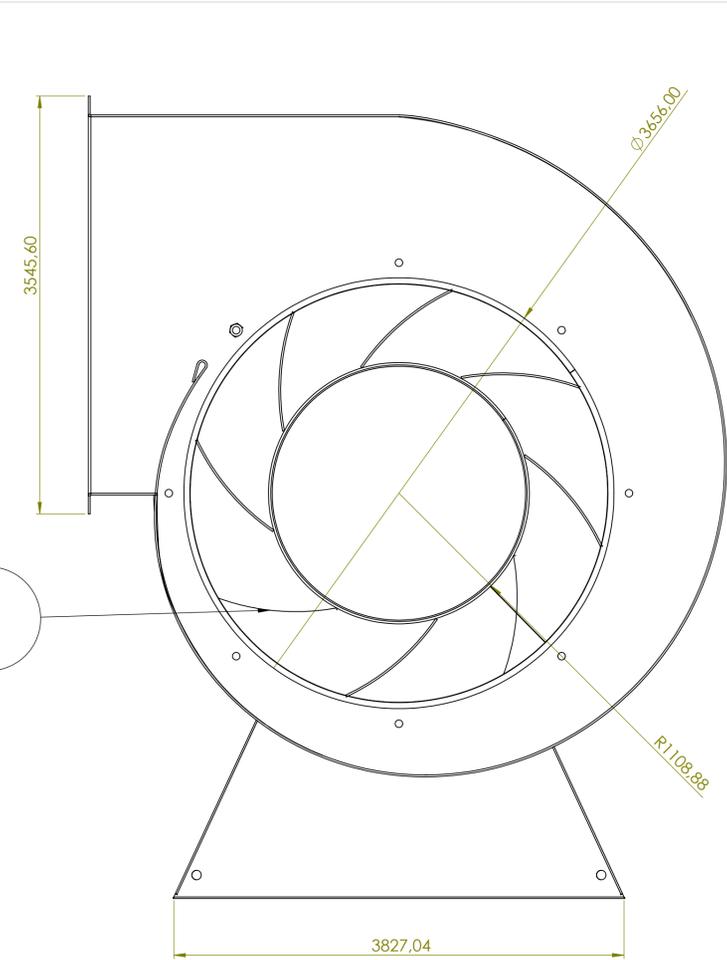
Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD.	
Escala:	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha: 2022/11/08
1:40		Unidades: mm



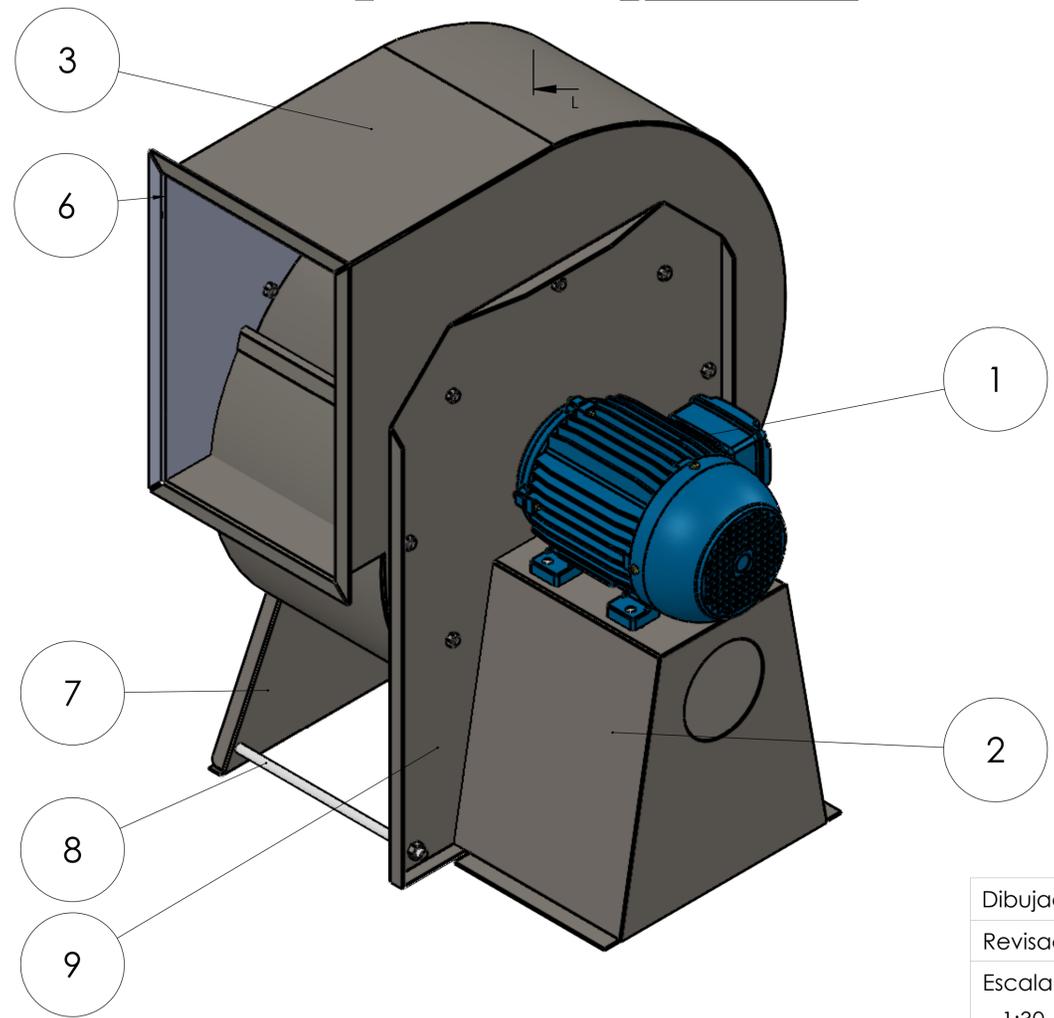
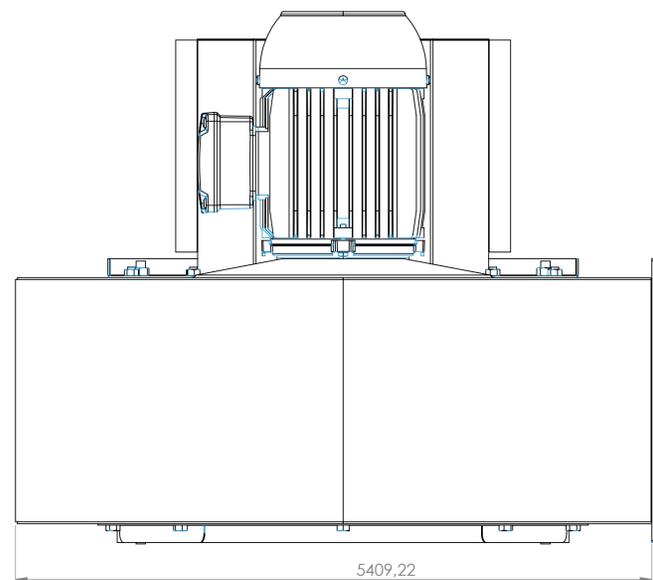
DETALLE N
ESCALA 1 : 20



4

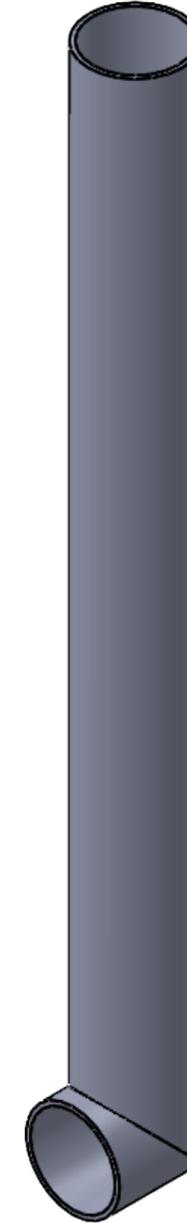
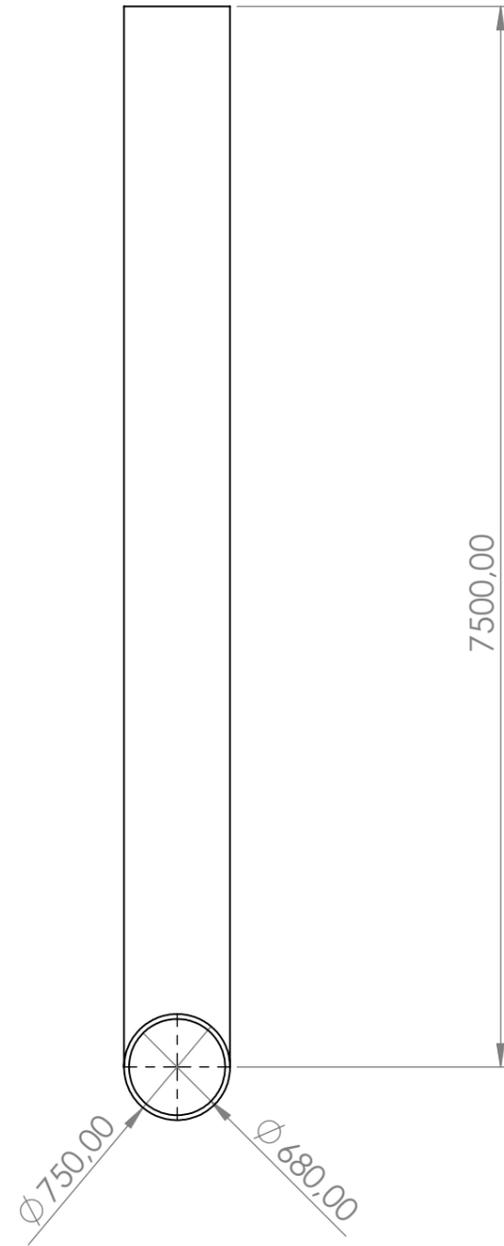
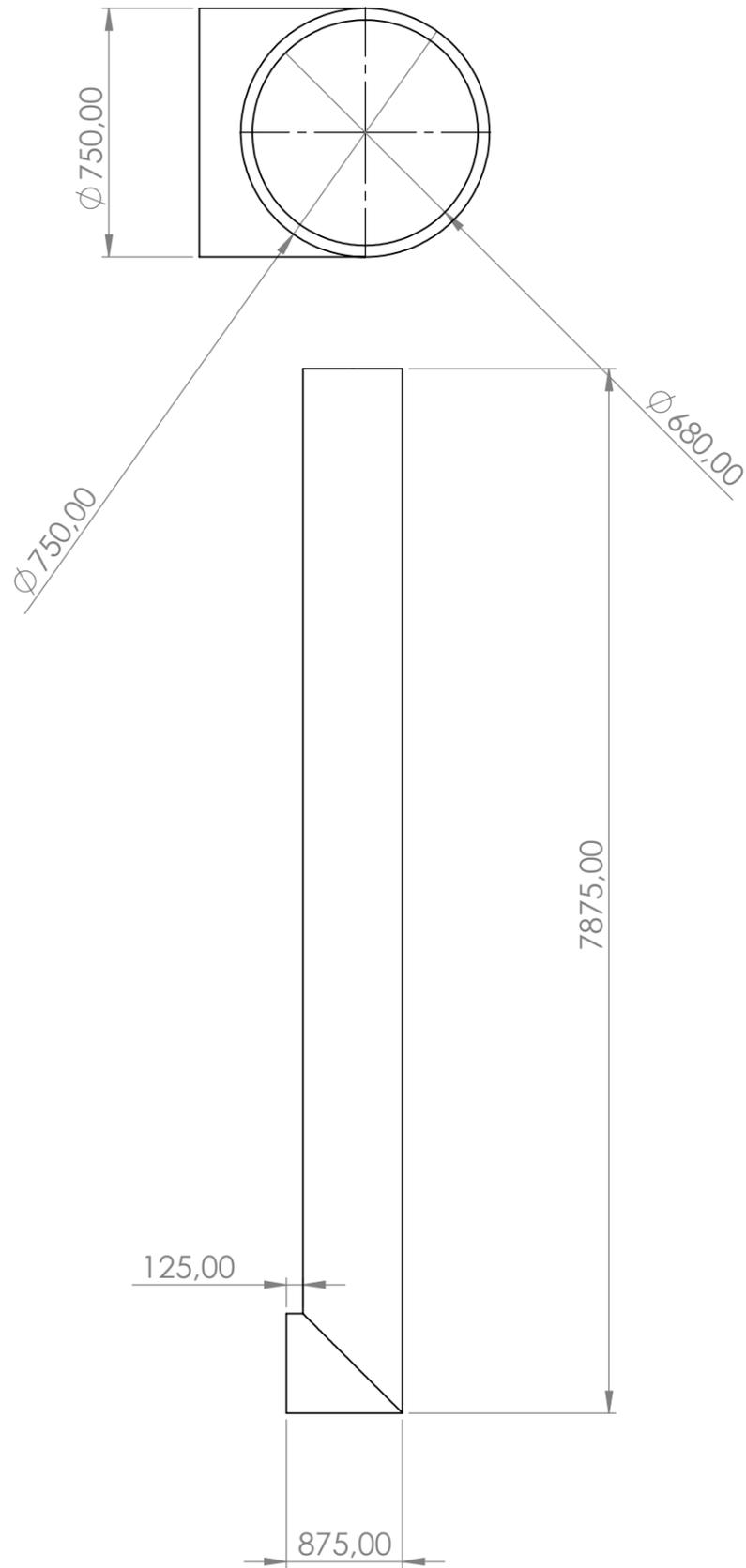


SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 30

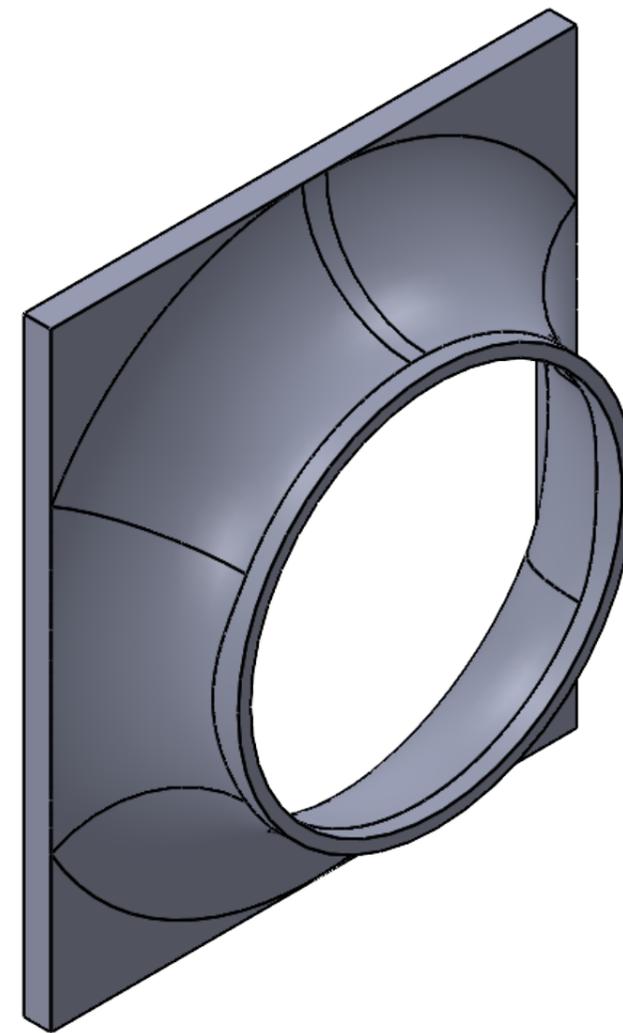
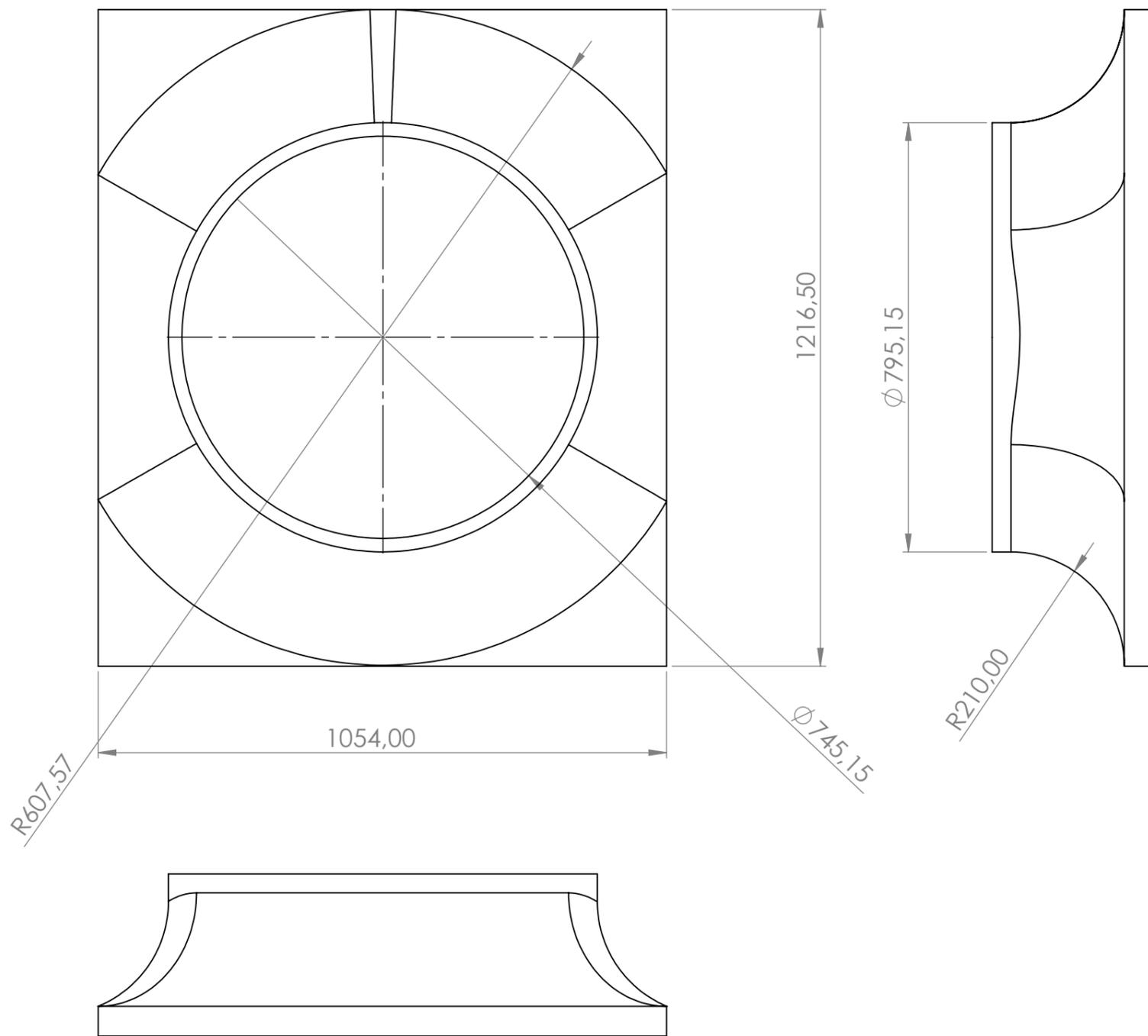


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Motor	1
2	Soporte motor	1
3	Carcasa voluta	1
4	Alabes ventilador	
5	Eje del motor	1
6	Tapa voluta	1
7	Soporte voluta	1
8	Tensor	1
9	Plancha soporte	1

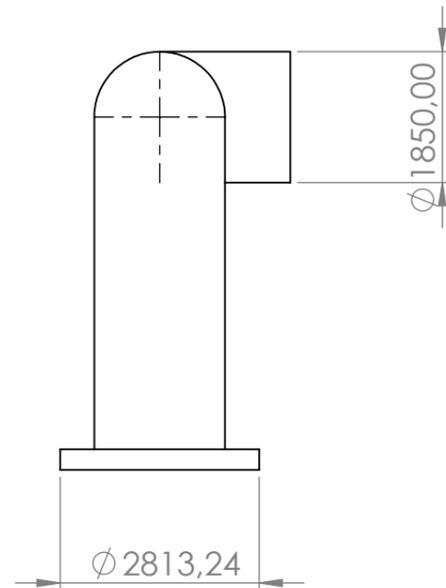
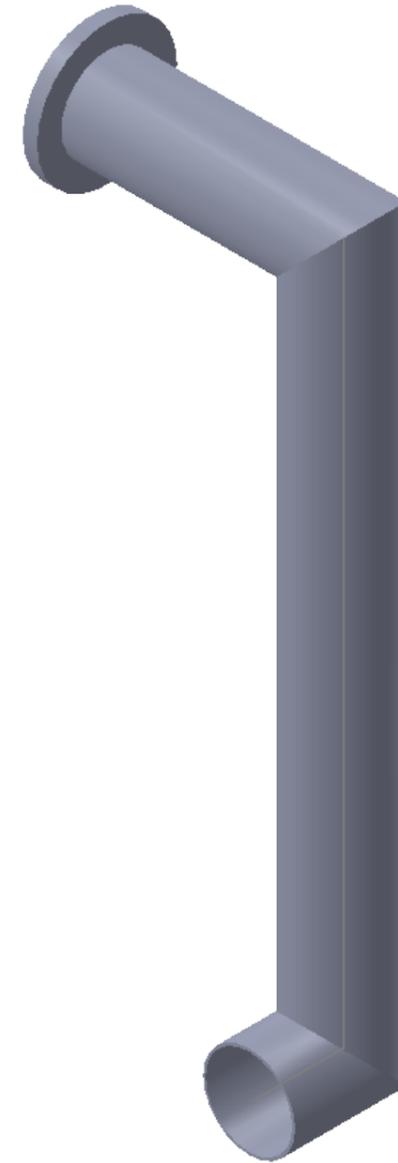
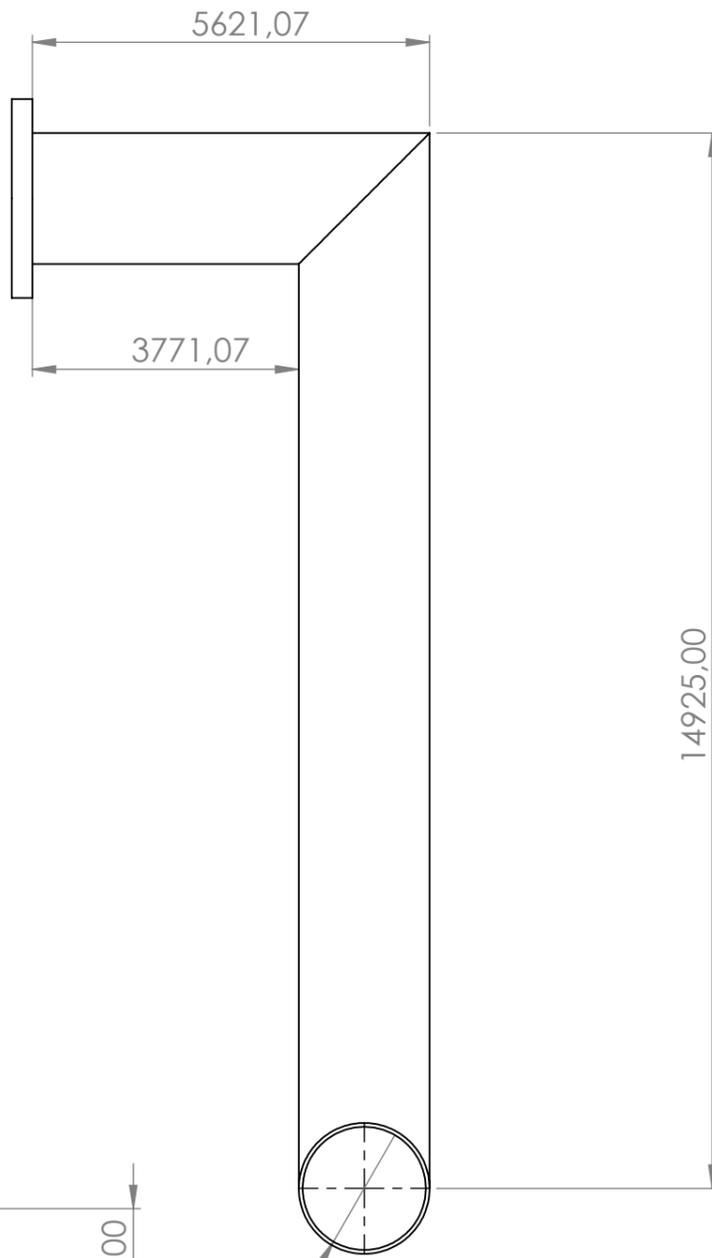
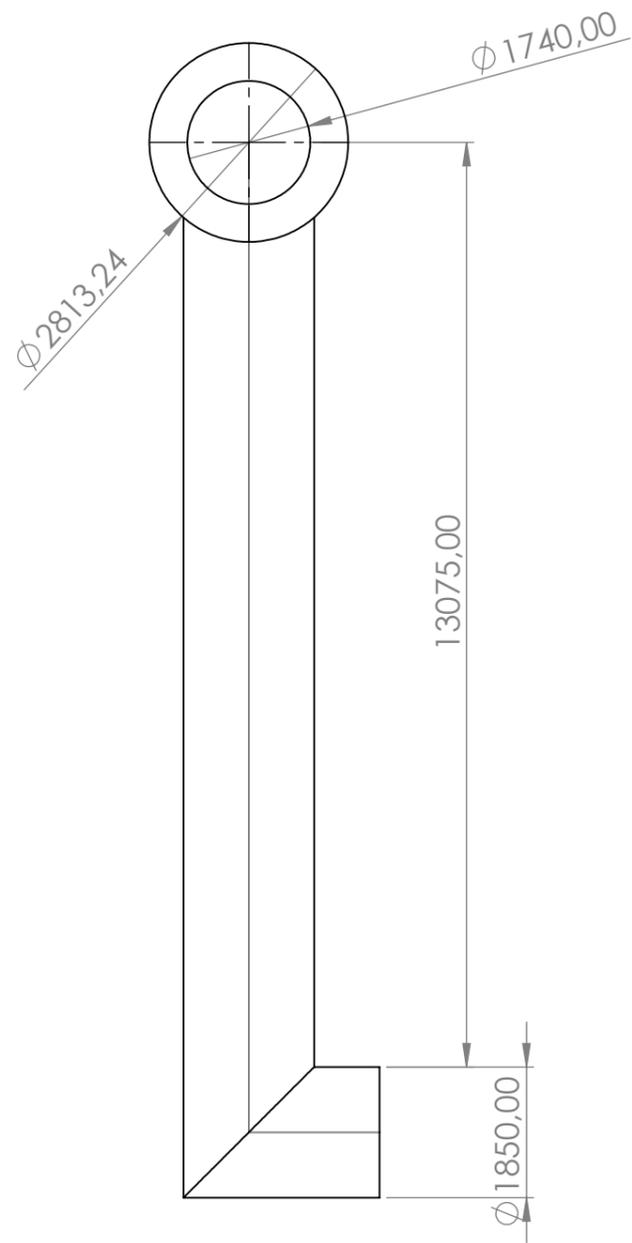
Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD.	
Escala:	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha: 2022/11/08
1:30		Unidades: mm



Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD	
Escala:	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha: 2022/10/12
1:40		Unidades: mm



Dibujado:	Christian Diaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing, Fran Reinoso PhD	
Escala: 1:10	Sistema de recuperación de calor residual	Fecha 2022/10/12
		Unidades: mm



Dibujado: Christian Diaz - Pablo Jaramillo

Revisado: Ing. Fran Reinoso PhD

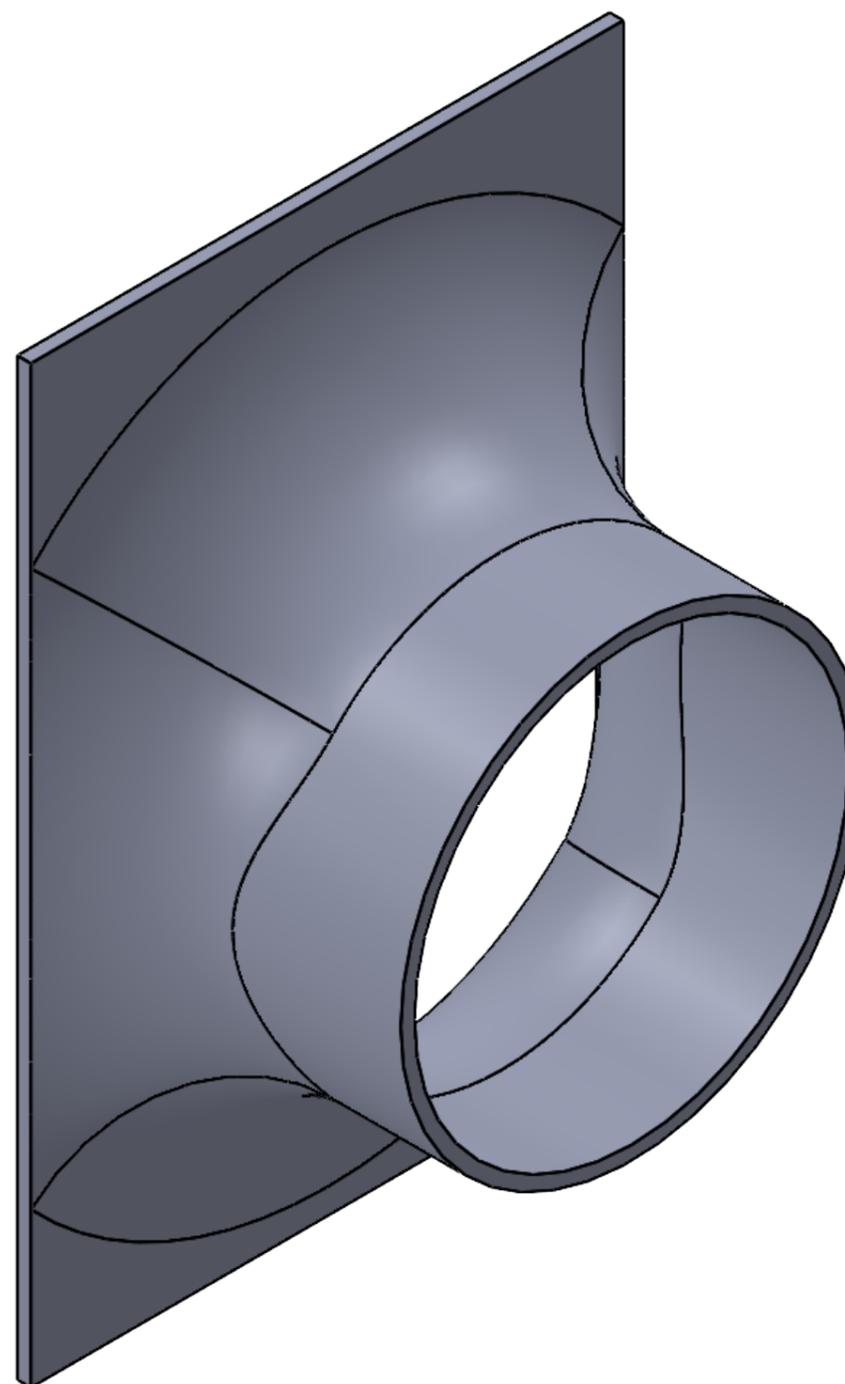
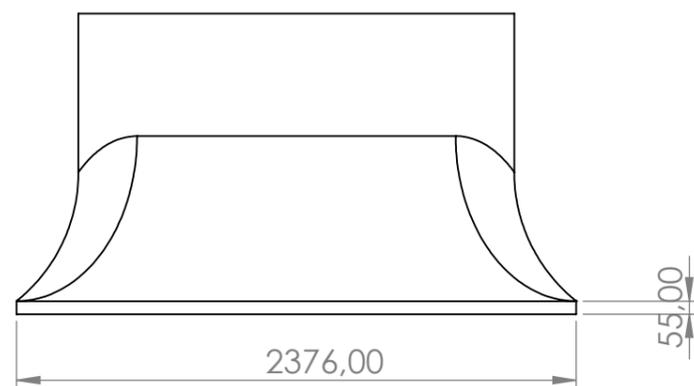
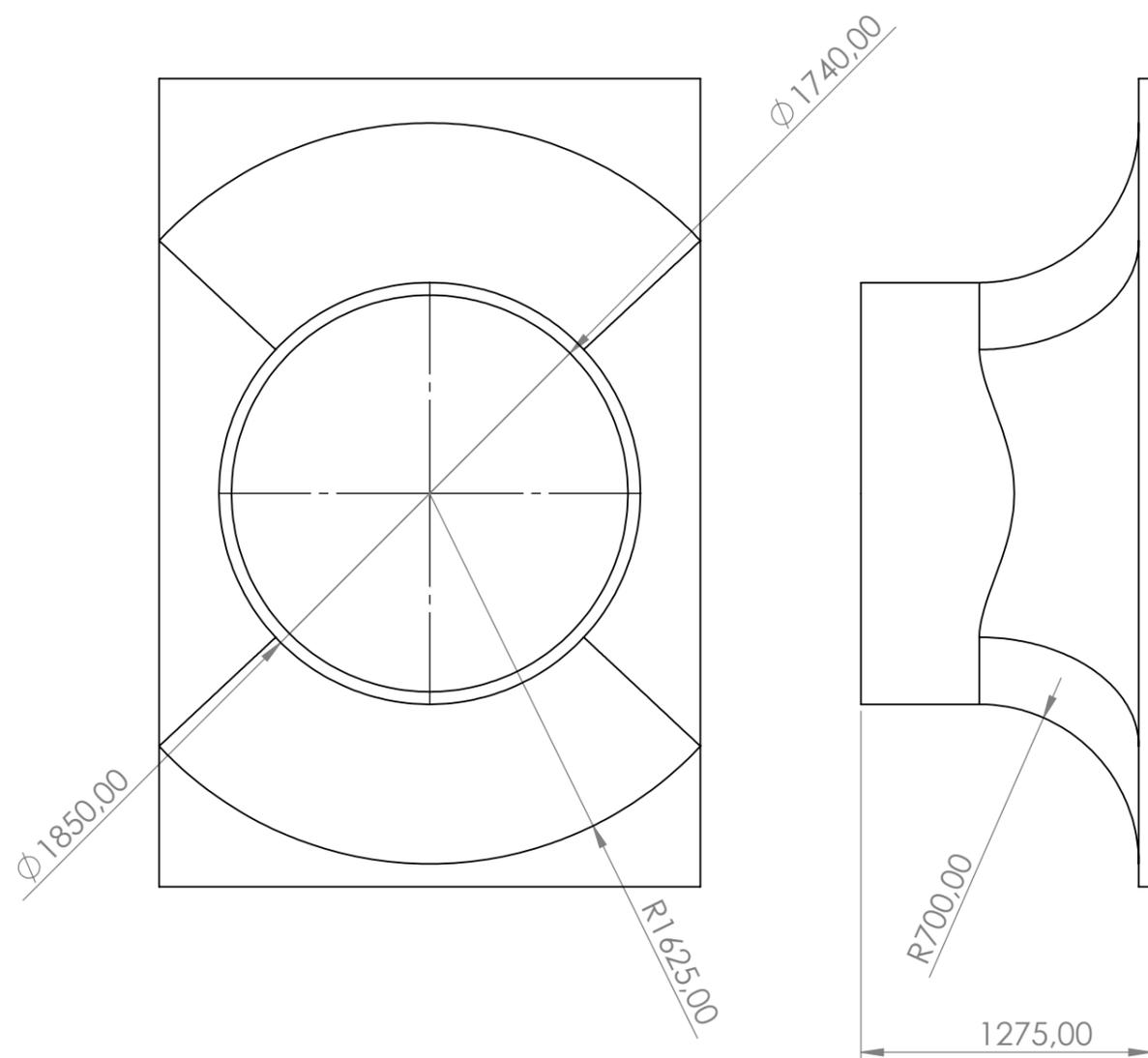
Escala:
1:100

Sistema de recuperación de calor
residual



Hoja: 2022/10/12

Unidades: mm



Dibujado:	Christian Díaz - Pablo Jaramillo	
Revisado:	Ing. Fran Reinoso PhD	
Escala: 1:20	Sistema de recuperación calor residual	Fecha: 2022/10/12
		Unidades: mm

Anexo 2. Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

TABLA A-2

c) Como una función de la temperatura

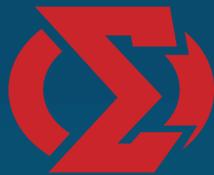
$$c_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T en K, c_p en kJ/kmol · K)

% de error								
Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	temp., K	Máx. Prom.	
Rango de								
Acetileno	C ₂ H ₂	21.8	9.2143 10 ²	6.527 10 ⁵	18.21 10 ⁹	273–1500	1.46	0.59
Aire	—	28.11	0.1967 10 ²	0.4802 10 ⁵	1.966 10 ⁹	273–1800	0.72	0.33
Amoniaco	NH ₃	27.568	2.5630 10 ²	0.99072 10 ⁵	6.6909 10 ⁹	273–1500	0.91	0.36
Azufre	S ₂	27.21	2.218 10 ²	1.628 10 ⁵	3.986 10 ⁹	273–1800	0.99	0.38
Benceno	C ₆ H ₆	36.22	48.475 10 ²	31.57 10 ⁵	77.62 10 ⁹	273–1500	0.34	0.20
<i>i</i> -Butano	C ₄ H ₁₀	7.913	41.60 10 ²	23.01 10 ⁵	49.91 10 ⁹	273–1500	0.25	0.13
<i>n</i> -Butano	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15 10 ²	18.34 10 ⁵	35.00 10 ⁹	273–1500	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	30.33	0.7620 10 ²	1.327 10 ⁵	4.338 10 ⁹	273–1500	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO ₂	25.78	5.795 10 ²	3.812 10 ⁵	8.612 10 ⁹	273–1800	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO ₂	22.26	5.981 10 ²	3.501 10 ⁵	7.469 10 ⁹	273–1800	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO ₂	22.9	5.715 10 ²	3.52 10 ⁵	7.87 10 ⁹	273–1500	0.46	0.18
Etano	C ₂ H ₆	6.900	17.27 10 ²	6.406 10 ⁵	7.285 10 ⁹	273–1500	0.83	0.28
Etanol	C ₂ H ₆ O	19.9	20.96 10 ²	10.38 10 ⁵	20.05 10 ⁹	273–1500	0.40	0.22
Etileno	C ₂ H ₄	3.95	15.64 10 ²	8.344 10 ⁵	17.67 10 ⁹	273–1500	0.54	0.13
<i>n</i> -Hexano	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22 10 ²	28.65 10 ⁵	57.69 10 ⁹	273–1500	0.72	0.20
Hidrógeno	H ₂	29.11	0.1916 10 ²	0.4003 10 ⁵	0.8704 10 ⁹	273–1800	1.01	0.26
Metano	CH ₄	19.89	5.024 10 ²	1.269 10 ⁵	11.01 10 ⁹	273–1500	1.33	0.57
Metanol	CH ₄ O	19.0	9.152 10 ²	1.22 10 ⁵	8.039 10 ⁹	273–1000	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675 10 ²	0.5372 10 ⁵	2.222 10 ⁹	273–1800	0.89	0.37
Nitrógeno	N ₂	28.90	0.1571 10 ²	0.8081 10 ⁵	2.873 10 ⁹	273–1800	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	29.34	0.09395 10 ²	0.9747 10 ⁵	4.187 10 ⁹	273–1500	0.97	0.36
Óxido nitroso	N ₂ O	24.11	5.8632 10 ²	3.562 10 ⁵	10.58 10 ⁹	273–1500	0.59	0.26
Oxígeno	O ₂	25.48	1.520 10 ²	0.7155 10 ⁵	1.312 10 ⁹	273–1800	1.19	0.28
<i>n</i> -Pentano	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43 10 ²	22.46 10 ⁵	42.29 10 ⁹	273–1500	0.56	0.21
Propano	C ₃ H ₈	4.04	30.48 10 ²	15.72 10 ⁵	31.74 10 ⁹	273–1500	0.40	0.12
Propileno	C ₃ H ₆	3.15	23.83 10 ²	12.18 10 ⁵	24.62 10 ⁹	273–1500	0.73	0.17
Trióxido de azufre	SO ₃	16.40	14.58 10 ²	11.20 10 ⁵	32.42 10 ⁹	273–1300	0.29	0.13
Agua (vapor)	H ₂ O	32.24	0.1923 10 ²	1.055 10 ⁵	3.595 10 ⁹	273–1800	0.53	0.24

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, Prentice Hall, 1984. Usada con permiso.

SIMEX



Información Técnica de Tuberías



Normas:

NOM-001-CNA, NMX-C-039-ONNCCE, ISO 881, ASTM-C-428, ASTM-C-500, ASTM-C-663, ISO 2785

Diámetro Nominal		Mexalit											
		Clase											
Pulgadas	Milímetros	B6			B7.5			B9			B12.5		
		Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M	Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M	Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M	Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M
D		Milímetros											
6	150	-	-	-	-	-	-	171	10.50	10.60	172	11.00	11.10
8	200	-	-	-	221	10.50	13.90	222	11.00	14.60	223	11.50	15.30
10	250	271	10.50	17.20	272	11.00	18.00	273	11.50	18.90	275	12.50	20.60
12	300	322	11.00	21.50	323	11.50	22.50	326	13.00	25.60	330	15.00	29.70
14	350	374	12.00	27.30	377	13.50	30.80	380	15.00	34.40	385	17.50	40.40
16	400	428	14.00	36.40	431	15.50	40.50	434	17.00	44.50	440	20.00	52.80
18	450	481	15.50	45.30	485	17.50	51.40	488	19.00	56.00	495	22.50	66.80
20	500	535	17.50	56.90	538	19.00	62.00	542	21.00	68.70	550	25.00	82.50
24	600	641	20.50	79.90	646	23.00	90.00	651	25.50	100.20	660	30.00	118.80
30	750	802	26.00	126.80	808	29.00	141.90	813	31.50	154.70	825	37.50	185.60
36	900	962	31.00	181.30	969	34.50	202.60	976	38.00	224.00	990	45.00	267.20

Diámetro Nominal		Eureka											
		Clase											
Pulgadas	Milímetros	B6			B7.5			B9			B12.5		
		Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M	Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M	Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M	Diámetro Exterior D2	Espesor de Pared T9	Peso K/M
D		Milímetros											

6	150	-	-	-	-	-	-	171	10.50	10.60	172	11.00	11.10
8	200	-	-	-	221	10.50	13.90	222	11.00	14.60	223	11.50	15.30
10	250	271	10.50	17.20	272	11.00	18.00	273	11.50	18.90	275	12.50	20.60
12	300	322	11.00	21.50	323	11.50	22.50	326	13.00	25.60	330	15.00	29.70
14	350	374	12.00	27.30	377	13.50	30.80	380	15.00	34.40	385	17.50	40.40
16	400	428	14.00	36.40	431	15.50	40.50	434	17.00	44.50	440	20.00	52.80
18	450	481	15.50	45.30	485	17.50	51.40	488	19.00	56.00	495	22.50	66.80
20	500	535	17.50	56.90	538	19.00	62.00	542	21.00	68.70	550	25.00	82.50
24	600	641	20.50	79.90	646	23.00	90.00	651	25.50	100.20	660	30.00	118.80
30	750	802	26.00	126.80	808	29.00	141.90	813	31.50	154.70	825	37.50	185.60
36	900	962	31.00	181.30	969	34.50	202.60	976	38.00	224.00	990	45.00	267.20

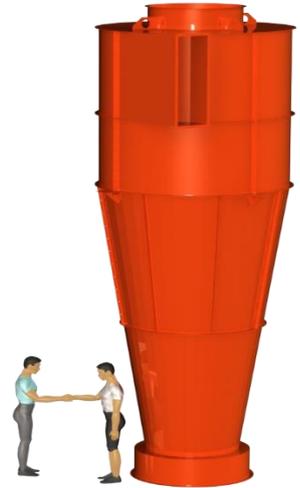
Anexo 4. Características técnicas del ciclón separador de polvos

FICHA TÉCNICA

ES/EN

Separador de ciclón cyclone separator

CYGG-800



número de pedido / order number	CYGG-800
tamaño óptimo de la tubería de entrada / optimal inlet pipe size	Ø 800
flujo de aire mínimo / minimum air flow	32560 m ³ /h
flujo de aire máximo / maximum air flow	37990 m ³ /h
pérdida de presión / pressure loss	800 - 1200 Pa
índice de separación / separation	70 - 95%
altura del ciclón / cyclone height	6928 mm
diámetro del ciclón / cyclone diameter	Ø 2278
tamaño de la brida de entrada / inlet flange dimension	1230x410 mm
resistencia térmica / temperature resistance	150°C
peso del ciclón / cyclone weight	2269 kg

alimentador rotativo recomendado /RPGG 80x80-8
recommended rotary feeder
material / material design 11375

protección de superficies / surface protection esmaltado /
lacquered

FICHA TÉCNICA

ES

Descripción

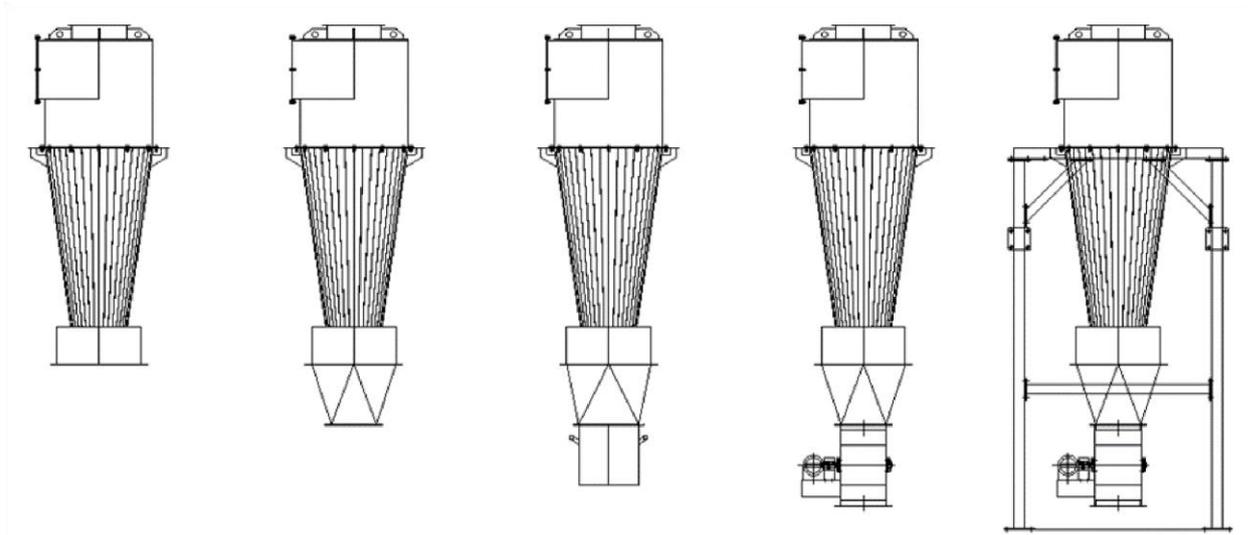
Es un separador mecánico de polvo que utiliza fuerzas centrífugas que actúan sobre las partículas de polvo arrastradas en el aire extraído. La mezcla entrante de aire y polvo ingresa al separador de ciclón por la parte superior, por el arranque excéntrico que hace que esta mezcla empiece a girar alrededor del eje del ciclón. Debido a la fuerza centrífuga, las partículas de polvo se deslizan sobre la superficie interior del tubo del separador de ciclón y, por efecto de la gravedad, son arrastradas hacia la brida de descarga situada abajo. El aire sale por la parte superior del separador de ciclón. Para el correcto funcionamiento del ciclón, es necesario asegurar la separación a presión de la descarga de residuos del entorno circundante, de manera que no se vea afectada la corriente dentro del ciclón y no se produzca el escape del aire por el cuello de descarga.

Uso

Debido, en particular, a su menor eficacia en la separación de fracciones de polvo más finas, los separadores de ciclón tienden a categorizarse como separadores previos antes del equipo de filtración, liberando así la mayor parte del polvo. En aplicaciones de extracción de máquinas de mecanizado de madera, principalmente en serrín húmedo, los ciclones se utilizan como el único elemento separador sin filtración posterior. Los separadores de ciclón también se utilizan en circuitos cerrados de transporte neumático o en conductos de gases de combustión para la separación previa de chispas antes de que los gases de combustión entren en el equipo de filtración. Los ciclones pueden disponerse uno al lado del otro en paralelo, lo que aumenta la capacidad, o en serie uno detrás de otro, lo que aumenta el índice de separación.

Condiciones de funcionamiento

Los separadores de ciclón están concebidos para la separación de polvo no abrasivo con un tamaño de fracción de hasta 50 mm. La temperatura de funcionamiento del medio extraído oscila entre -30 °C y + 150 °C en el material 11 375 y hasta 250 °C en acero inoxidable. Al diseñar un sistema de tratamiento de aire, es necesario tener en cuenta la pérdida de presión del ciclón entre 800 y 1.200 Pa, dependiendo de la cantidad y temperatura del aire extraído.



ciclón separado ciclón + recipiente de descarga en un cubo
descarga a través conjunto con estructura de expansión del
alimentador acero

Anexo 5. Características técnicas del impulsor CFL

Elektor
airsystems Sp. z o.o



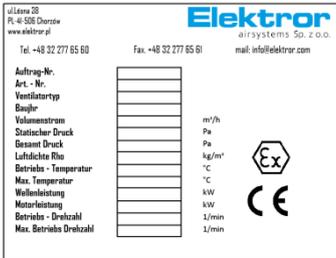
CFL1, CFL2, CFM1, CFM 2, CFH1, CFH2, CFH3, CFXH, CFXH1, CFXH2,
CFMT, CFMT1, CFMT2, CFM1D, CFH1D

Elektor airsystems Sp. z o.o.
ul. Lesna 38
41-506 Chorzów

4 Technical specifications

 Dimensions are shown in the figure, and technical specifications in the content of the data sheet. These documents are a part of delivery.

4.1 Nameplate – Identification



(template)

The nameplate is used to identify the fan. The nameplate contains the following data:

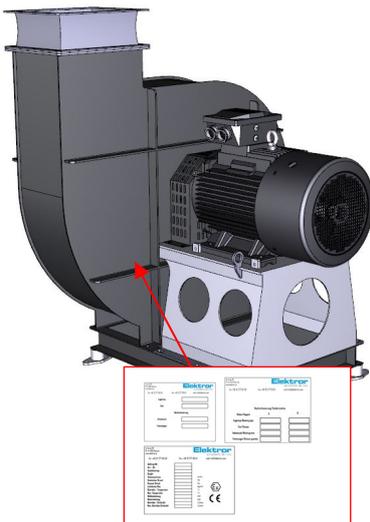
- Name of manufacturer
- Manufacturer's address
- Serial number
- Year of manufacture
- Technical specifications
- CE marking

4.1.1 Marking according to Directive 2014/34/EU

The fan was manufactured according to the provisions of Directive 2014/34/EU. There is a second nameplate containing the following data under the identification plate:

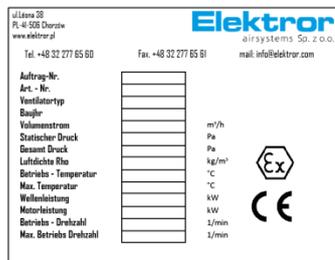
- Name of manufacturer
- Manufacturer's address
- Marking (e.g.  II 2G IIA T3) according to Directive 2014/34/EU.
- Fan number

4.1.2 Markings on the fan



- 1 – Nameplate
- 2 – Marking according to ATEX

Location of the nameplate on the left side (as seen from the engine).



Nameplate

Location of the nameplates

ul.Letra 38
 Pl.-41 505 Dierow
 www.elektor.pl
 Tel. +48 32 277 65 60 Fax. +48 32 277 65 61 mail: info@elektor.com

Elektor
air systems Sp. z o.o.

Nachschmierung/Re lubrication

Stütze/Support	A	B
Lagertyp/Bearing type	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Fett/Grease	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Arbeitszeit/Working time	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Fettmengen/Grease quantity	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Plate relating to bearings

ul.Letra 38
 Pl.-41 505 Dierow
 www.elektor.pl
 Tel. +48 32 277 65 60 Fax. +48 32 277 65 61 mail: info@elektor.com

Elektor
air systems Sp. z o.o.

Lagertyp

Fett

Nachschmierung

Arbeitszeit

Fettmengen

Lubrication intervals



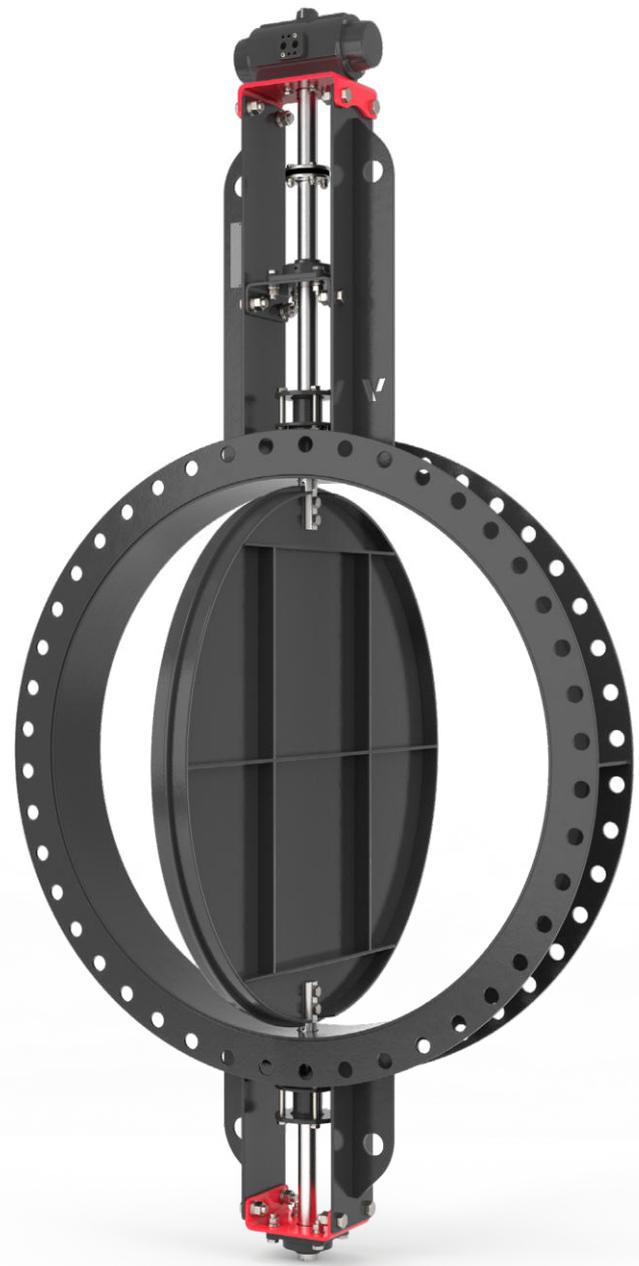
4.2 Emissions

4.2.1 Noise level

Component	Fan
Sound pressure level at a distance of 1 m LpA	< 110 dB(A)

ANEXO 6. Características técnicas de Válvula Damper

 SIZE UP TO DN2000	 DESIGN PRESSURE UP TO 0.5bar/ 7.4 psi
 WORKING TEMPERATURE UP TO 1100°C	 ON REQUEST CUSTOMED DESIGN



Body & Disc material 

Carbon steel **250°C**

AISI 304 **650°C**

AISI 316 **800°C**

AISI 310 **1000°C**

Refractory concrete lining **1100°C**

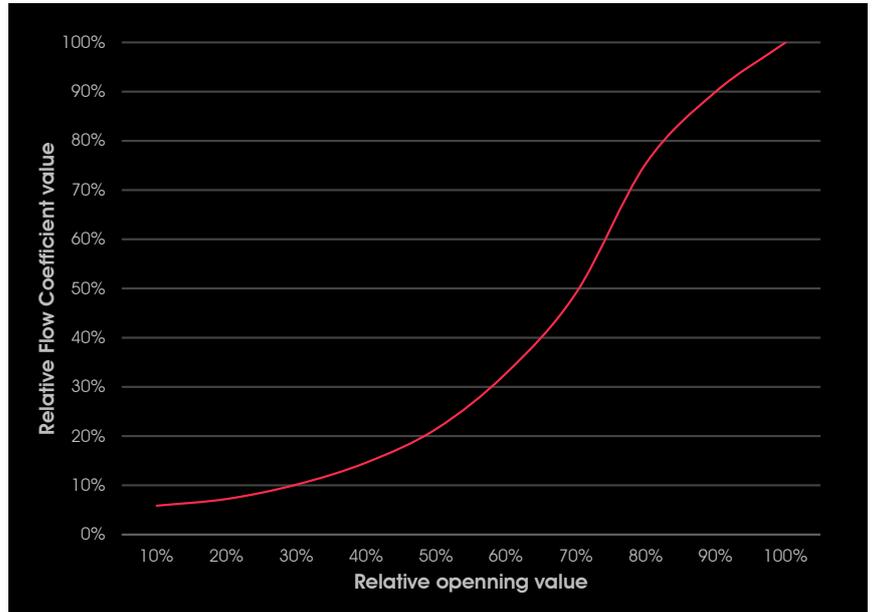


Flow Characteristic Curve.

obtained by paravalves Engineering team after several Computational Fluid Dynamics (CFD) parametric studies.

Butterfly damper valves generally obtain a characteristic curve that tends to be close to an equal percentage performance curve.

The equal percentage characteristic is designed to make the rate of increase of Kv proportional to the percentage opening of the valve. This characteristic is usually selected for control applications because it compensates effectively the decreasing pressure differentials as flow rate increases. It gives a relative small increment in Kv for the initial strokes but it has good capacity as the valve opens at a faster rate after that.

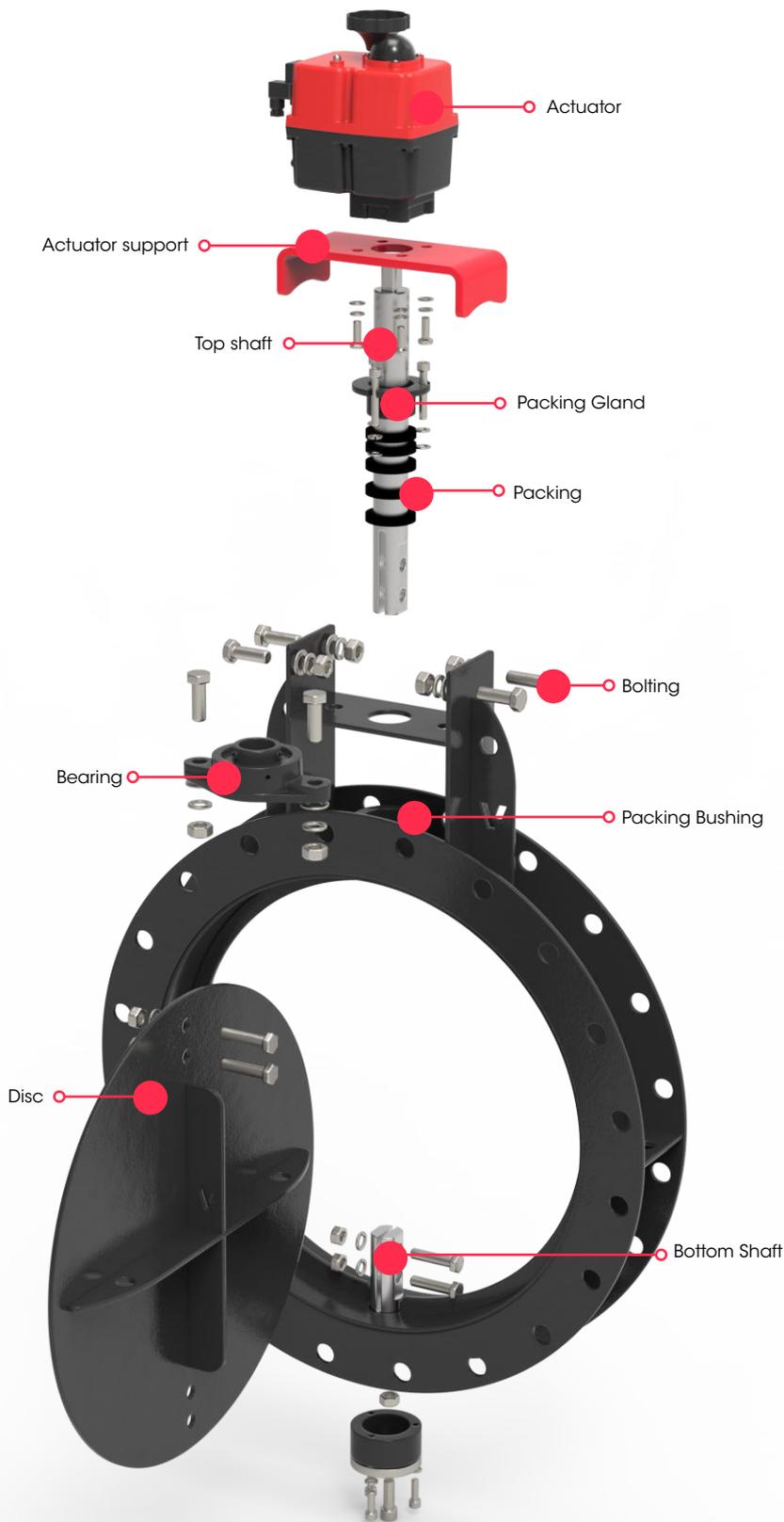


Flow Coefficient Table

Flow Coefficient Values, Kv Units

DN	inch	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
100	4"	60	74	104	150	220	336	503	773	923	1026
150	6"	143	184	227	329	483	731	1119	1738	2190	2433
200	8"	208	299	383	554	831	1269	1988	3132	4061	4512
250	10"	310	399	580	857	1300	1972	3113	4967	6575	7306
300	12"	363	488	750	1157	1773	2711	4384	6972	9229	10254
350	14"	478	661	1003	1556	2398	3685	5984	9613	12030	13367
400	16"	666	855	1305	2025	3224	4981	7601	10819	12386	13762
450	18"	830	1013	1574	2465	3872	6002	9136	12955	14103	15670
500	20"	1002	1216	1953	3025	4778	7367	11320	16022	17261	19179
600	24"	1523	1881	2944	4486	7255	10964	16775	24214	26065	28961
700	28"	2054	2505	3993	6197	9592	14775	22776	32077	32940	36600
800	32"	2620	3165	5240	8077	12358	24732	29778	42870	45741	50823
900	36"	3098	4140	6625	9760	15550	24732	38120	56108	61251	68057
950	38"	3844	5380	7672	11921	18481	28489	45206	70800	75957	84397
1000	40"	4185	5510	8193	12383	19680	31306	49745	71880	77278	85864
1100	44"	4921	6149	9936	14587	23615	36882	60158	90824	95165	105739
1200	48"	6006	7556	12111	17599	28256	45788	72289	108767	114996	127773
1300	52"	7044	8872	14758	20741	33295	52667	83329	110855	117230	130256
1400	56"	7808	10200	16037	24095	38340	61050	97433	131781	132757	147508
1500	60"	9321	11779	18571	27937	44364	69600	112134	154503	156634	174038
1600	64"	10637	13706	20091	31575	50644	79542	125794	164615	159288	176987

Values are obtained in bar pressure and m³/h volume flow units to reach Kv value. In case Cv value is required, the following formula can be applied for conversion: Cv=Kv/0.8565



Main features

Working pressures up to 0.5 bar.

Different End connection types can be selected as wafer or butt welding ends.

Tailor-made solutions.

Epoxy coating for carbon steel components.

Sizes up to DN2000.

AIR SEALING option can be done to provide a 100% tightness of the damper.

On/Off or Modulating service.

ISO 5211 drillings for interchangeable actuators.

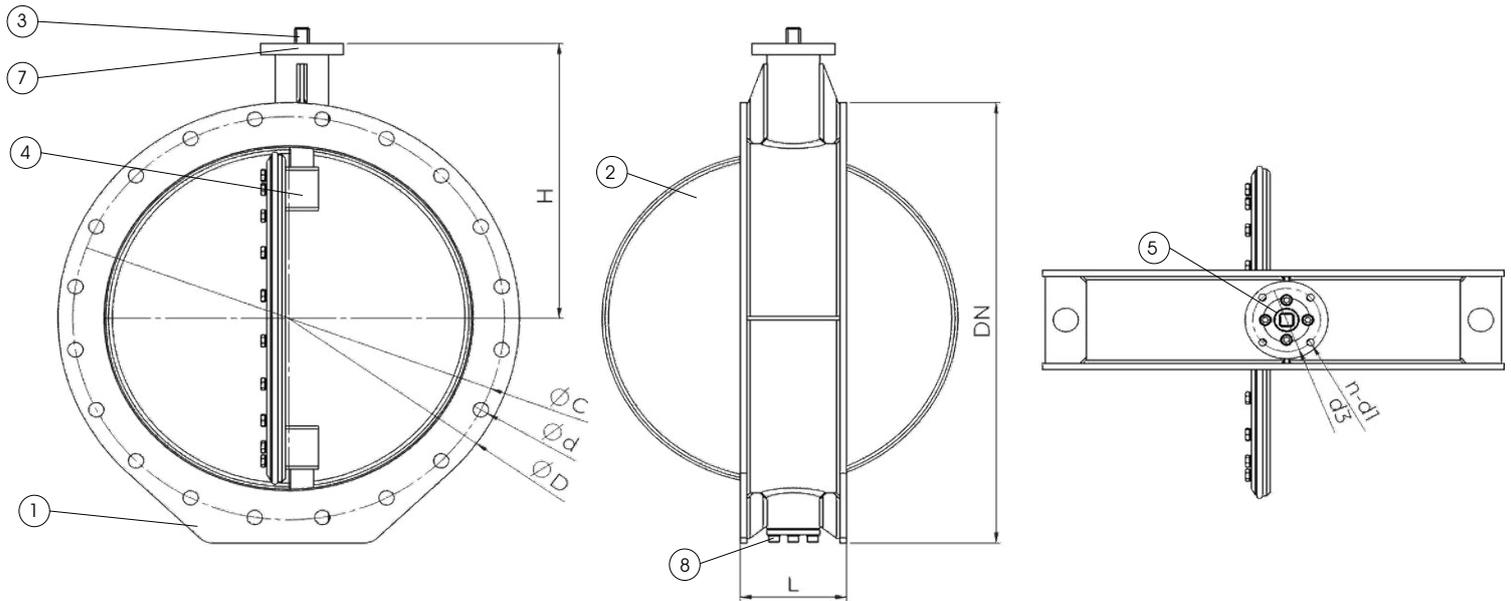
Pneumatic, Hydraulic, Electric or manual actuation.

Working temperatures up to 1100°C.

Flange drillings to most standards.

Special materials or treatments on request.

Robust and reliable design.



GBZ Zero-leak Butterfly

BUTTERFLY DAMPER VALVES BY PARAVALVES

SIZE

UPTO
DN1000

DESIGN PRESSURE

In all sizes
**3bar/
43.5psi**

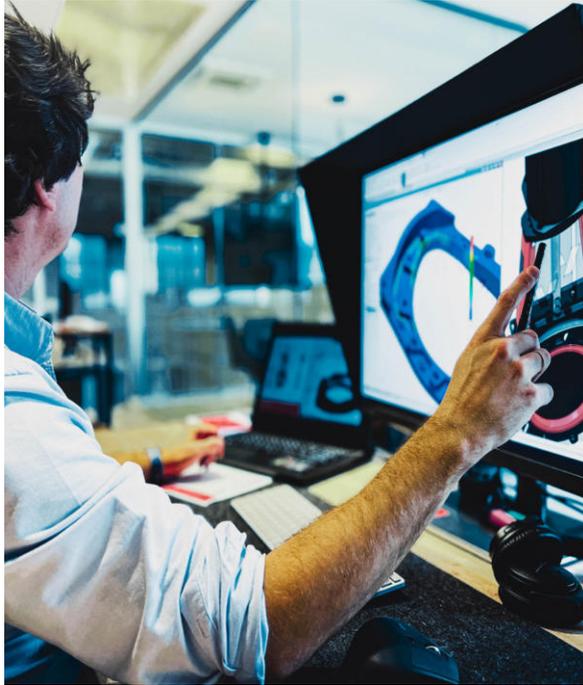
WORKING TEMPERATURE

UPTO
300°C

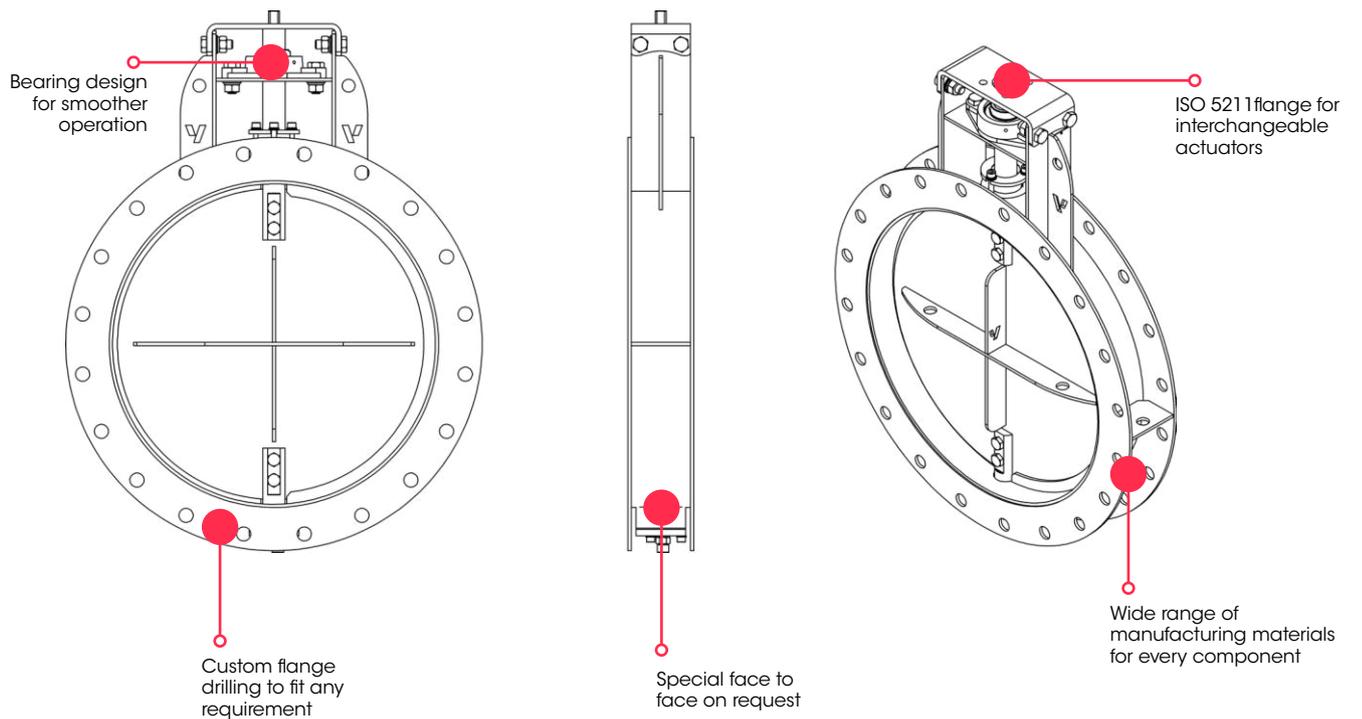
Item	Description	Available materials (others on request)
1	Body	Carbon steel / SS304 / SS316 / Duplex
2	Disc	SS304 / SS316
3	Shaft	Carbon steel / SS304 / SS316 / Duplex
4	Fork	Carbon steel / SS304 / SS316 / Duplex
5	Top bushing	Bronze
6	Axial bearing	DI/SS
7	Actuator support	Carbon steel / SS304 / SS316
8	Bolting	ZN plated / A2 / A4 / SS310 / SS321

Dimensional table

DN	inch	L	H	ISO 5211	EN1092 PN6			EN1092 PN10			ANSI 150#		
					OC	OD	n-Tr	OC	OD	n-Tr	OC	OD	n-Tr
100	4"	100	595	F07	170	210	4-M16	180	220	8-M16	120.7	150	4-5/8"
150	6"	100	610	F07	225	265	8-M16	240	285	8-M20	152.4	190	4-5/8"
200	8"	100	630	F07	280	320	8-M16	295	340	8-M20	190.5	230	8-5/8"
250	10"	100	705	F07	338	375	12-M16	350	395	12-M20	241.3	280	8-3/4"
300	12"	100	735	F10	395	440	12-M20	400	445	12-M20	298.5	345	8-3/4"
350	14"	100	745	F07	445	495	12-M20	460	505	16-M20	362	405	12-7/8"
400	16"	100	770	F07	495	540	16-M20	565	515	16-M24	431.8	485	12-7/8"
450	18"	100	825	F07	550	595	16-M20	565	615	20-M24	476.3	535	12-1"
500	20"	100	851	F10	600	645	20-M20	620	670	20-M24	539.8	595	16-1"
600	24"	126	901	F10	705	755	20-M24	725	780	20-M27	577.9	635	16-1-1/8"
700	28"	126	951	F10	810	860	24-M24	840	895	24-M27	635	700	20-1-1/8"
800	32"	126	1001	F10	920	975	24-M27	950	1015	24-M30	749.3	815	16-1-1/4"



At **paravalves**, all products and equipment are carefully designed and manufactured to provide customized, effective and durable solutions. We develop valves tailored to each need, customer and project, so that we ensure an effective, optimal and durable solution over time. A non-conformist spirit that makes us always go beyond.



Anexo 7. Características técnicas del material de aislante térmico



AISLANGLASS®

LANA DE VIDRIO

Es un producto fabricado a altas temperaturas fundiendo arenas con alto contenido de sílice más otros insumos, el resultado final es un producto fibroso de óptimas propiedades de aislamiento térmico y acústico, de elevada adaptabilidad y estabilidad dimensional. Es posible obtener productos en múltiples formatos tales como rollos, paneles u otros, de variados espesores, densidades y que pueden tener diferentes revestimientos adicionales.

USOS

Diseñado para uso en el sector habitacional e industrial, de preferencia como material componente de soluciones para tabiques, cielo raso, pisos, muros perimetrales de viviendas y talleres industriales, donde se exija:

- Aislación Térmica
- Aislación Acústica
- Evitar pérdidas o ganancias de temperaturas
- Materiales seguros e incombustibles
- Ambientes más sanos



PRESENTACIÓN

Espesor	Ancho	Largo	R	Densidad
50mm	1.20m	12m	122	12 kg/m ³
65mm	1.20m	12m	157	12 kg/m ³
90mm	1.20m	10m	218	12 kg/m ³

BENEFICIOS

- Seguro e incombustible
- Contribuye con el medio ambiente
- No es tóxico ni contamina
- Ayuda al cumplimiento de la Norma EM110

VENTAJAS COMPARATIVAS DE LOS DIFERENTES MATERIALES AISLANTES

Atributos	Lana de Vidrio AislanGlass® Volcán®	Tecnopor	Fibra de Poliéster	Lana Mineral Aislan® Volcán®
Facilidad de instalación	✓✓✓	✓	✓✓✓	✓✓
Resistencia térmica (R100 Aprox. igual espesor 80 mm)	R188	R188	R133	R190
Comportamiento acústico (absorción)	✓✓✓	✓	✓✓	✓✓✓
Incombustible	✓✓✓	✓	✓	✓✓✓
Comportamiento frente a emanación gases tóxicos en incendios	✓✓✓	✓	✓	✓✓✓
Comportamiento frente a existencia de puentes térmicos	✓✓✓	✓	✓✓	✓✓✓
Facilidad de transporte	✓✓✓	✓	✓✓	✓✓
Comportamiento frente a ataques de insectos y roedores	✓✓✓	✓	✓✓✓	✓✓✓

Simbología
✓ Regular
✓✓ Bueno
✓✓✓ Excelente

Costos en base 100 (referencia base Lana de Vidrio AislanGlass® Volcán®)

CARACTERÍSTICAS Y VENTAJAS



AISLACIÓN ACÚSTICA



BUEN COMPORTAMIENTO TÉRMICO



FÁCIL Y RÁPIDO DE INSTALAR



ESTABILIDAD DIMENSIONAL



RESISTENTE A LAS TERMITAS



INCOMBUSTIBLE



VERSÁTIL

Sus principales características tienen relación con la aislación térmica y el aislamiento acústico en distintos usos. Reportando como beneficio altos estándares de confort y considerables ahorros de energéticos (aire acondicionado, calefacción).

Se toma como base lo establecido en la norma EM.110 Confort Térmico y Lumínico con Eficiencia Energética, del Reglamento Nacional de Edificaciones, que regula la transmitancia térmica máxima de la envolvente de la edificación por zona bioclimática.

SEGURIDAD PARA LAS PERSONAS:

Es incombustible, no contribuye a la propagación del fuego ni genera gases tóxicos.

DURABILIDAD Y CONFIABILIDAD:

Químicamente inerte, alta estabilidad dimensional (no se asienta) y no es atacada por plagas como ratones, aves o insectos.

EXCELENTE TRABAJABILIDAD:

Es liviano, fácil de cortar (con cuchillo cartonero), manipular y se amolda sin complicaciones a las irregularidades de las construcciones y superficies en donde se instala. Para su manipulación, se aconseja utilizar guantes de cuero o algodón, máscara respiratoria, lentes con escudos laterales y ropa con

mangas largas.

¿DÓNDE INSTALARLA?

Zona Bioclimática	Transmitancia térmica máxima del muro (U)	Transmitancia térmica máxima del techo (U)	Transmitancia térmica máxima del piso (U)
1. Desértico Marino	2.36	2.21	2.63
2. Desértico	3.20	2.20	2.63
3. Interandino Bajo	2.36	2.21	2.63
4. Mesoandino	2.36	2.21	2.63
5. Altoandino	1.00	0.83	3.25
6. Nevado	0.99	0.80	3.25
7. Ceja de Montaña	2.36	2.20	2.63
8. Subtropical Húmedo	3.60	2.20	2.63
9. Tropical Húmedo	3.60	2.20	2.63

AISLANGLASS

La lana de vidrio AislanGlass es usada en diversas soluciones constructivas, las más comunes son:

1. MUROS DIVISORIOS



2. CIELOS RASOS



SEGURIDAD PARA LAS PERSONAS:

Es importante destacar que esta exigencia básica de la norma EM110, para obtener obtener confort térmico, puede ser mejorada considerablemente.

La envolvente de la edificación proyectada, conformada por techos, muros y pisos deben tener una transmitancia térmica (U), igual o menor a la señalada en la tabla N°2 de la norma EM110, la cual se muestra a continuación:



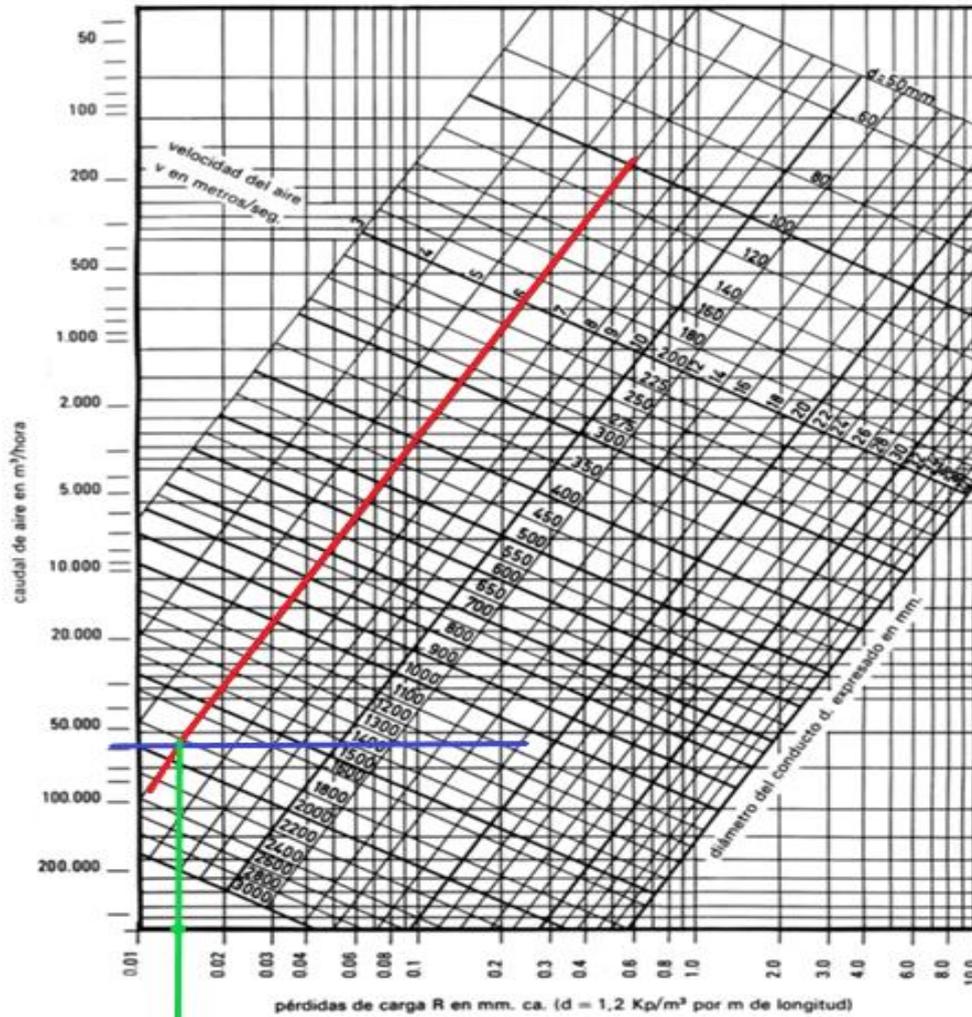
PRESENTACIÓN

Espesor	Ancho	Largo	R	Densidad
50mm	1.20m	12m	122	12 kg/m ³
65mm	1.20m	12m	157	12 kg/m ³
90mm	1.20m	10m	218	12 kg/m ³

Fig. Fibra de Vidrio, marca Volcán modelo Aislam Glass

ANEXO 8. Diagrama para cálculo de pérdidas de presión en tuberías

PÉRDIDA DE PRESIÓN EN LOS CONDUCTOS DE AIRE (en conducto circular de chapa)



Nota: Si los conductos por los que circula el aire están contruístos en otro material distinto a la chapa, la pérdida de carga viene incrementada en los siguientes porcentajes:

• Tubo cemento amianto (Uralita)	25 %	• Tubo de plástico rígido	0 %
• Albañilería en plafones	25 a 50 %	• Albañilería bruta	50 a 100 %

CONDUCCIÓN DE AIRE

ANEXO 9. Dimensiones estandarizadas para tuberías tipo PRFV



Manov

Tubería PRFV				
Diametro DN (mm)	Presion PN (Bar)	Rigidez SN (N/m ²)	Unidad	Precio (sin IVA)
600	1	2500	m	250.096
700	1	2500	m	326.128
800	1	2500	m	363.374
900	1	2500	m	424.468
1000	1	2500	m	486.618
1100	1	2500	m	537.702
1200	1	2500	m	647.460
1300	1	2500	m	714.274
1400	1	2500	m	781.682
1500	1	2500	m	859.738
1600	1	2500	m	977.196
1700	1	2500	m	1.095.688
1800	1	2500	m	1.237.016
1900	1	2500	m	1.342.572
2000	1	2500	m	1.553.420
2100	1	2500	m	1.653.190
2200	1	2500	m	1.830.576
2300	1	2500	m	2.042.172
2400	1	2500	m	2.278.342
2500	1	2500	m	2.594.108