

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL
CUSCO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y
MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE SECADO
CON ENERGÍAS ALTERNATIVAS PARA LA PRODUCCIÓN DE
CHARQUI EN ZONAS ALTO ANDINAS DE LA REGIÓN CUSCO**

PRESENTADO POR:

Br: Juan Carlos Valverde Tapia

Br: Daniel Jorge Yupanqui Pumachapi

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Mg. Paola Ly Triveño Ramos

**CUSCO – PERU
2024**

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, Asesor del trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN
DE UN PROTOTIPO DE SECADO CON ENERGIAS ALTERNATIVAS PARA LA
PRODUCCIÓN DE CHARQUI EN ZONAS ALTO ANDINAS DE LA REGIÓN CUSCO

presentado por: JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA con DNI Nro.: 44492062 presentado
por: DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI con DNI Nro.: 45074617 para optar el
título profesional/grado académico de INGENIERO MECÁNICO


Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 1 veces, mediante el
Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la**
UNSAAC y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 6%.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o
título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto la primera página del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 07 de JULIO de 2024


Firma

Post firma Paola Le Tejuina Ramos

Nro. de DNI 41915369

ORCID del Asesor 0000-0002-3693-9293

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: oid: 27259:365107243

NOMBRE DEL TRABAJO

Tesis Deshidratador Solar (3).docx

AUTOR

Juan Carlos /Daniel Jorge Valverde Tapa/Yupanqui Pumachapi

RECUENTO DE PALABRAS

36701 Words

RECUENTO DE CARACTERES

193439 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

236 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

13.8MB

FECHA DE ENTREGA

Jul 7, 2024 7:31 PM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Jul 7, 2024 7:34 PM GMT-5**● 6% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 5% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 3% Base de datos de trabajos entregados
- 0% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 15 palabras)

PRESENTACIÓN

El diseño y la construcción de un prototipo de secado con energías alternativas para la producción de charqui en las zonas altoandinas de la región Cusco es un tema de gran importancia tanto a nivel local como global. En un contexto mundial donde la sostenibilidad ambiental es fundamental, esta iniciativa demuestra cómo las tecnologías limpias y renovables pueden integrarse en las prácticas tradicionales de producción de alimentos, reduciendo el impacto ambiental y disminuyendo la dependencia de fuentes de energía no sostenibles. Además, al mejorar la producción de charqui, se fortalece la economía de las comunidades rurales, se preserva su rica herencia cultural y se garantiza la disponibilidad de alimentos nutritivos. La falta de acción en esta área podría tener consecuencias negativas en términos de degradación ambiental,” la investigación tuvo como finalidad principal diseñar y construir un sistema de secado solar para la producción de charqui en zonas alto andinas de la región Cusco

La conservación de alimentos frescos, como la carne, es importante en el esfuerzo por combatir la escasez mundial de alimentos. El secado de la carne es una forma común de conservar la carne con una rica historia en muchas culturas alrededor del mundo. En la actualidad, la carne seca se ha convertido en un producto alimenticio muy disfrutado en el mercado debido a su larga vida útil, sabor y beneficios para la salud. Esta revisión tiene como objetivo recopilar información sobre cómo los tipos de carne, los ingredientes y las tecnologías de secado utilizadas influyen en las características fisicoquímicas, microbianas, bioquímicas y de seguridad de la carne seca, junto con las perspectivas tecnológicas futuras en la industria de la carne seca.

DEDICATORIA

Este paso importante que doy este día, se la dedico a la vida, para recordarles que mientras estemos con vida cualquier cosa se puede lograr si uno se lo propone, no importa lo imposible que parezca, también se la dedico a mi querida madre, gracias a ti el motor que me impulso todos estos años logre llegar al hombre que soy ahora.

A ti madre, que incondicionalmente me brindaste tu amor, cariño y apoyo, porque si no hubieras existido en mi vida no creo haber podido llegar hasta este punto de mi vida, te agradezco profundamente por nunca perder la fe en mí. A usted señora le regalo todos mis triunfos y sueños cumplidos.

A ti padre, que siempre viste por mí, que me enseñaste que con esfuerzo y dedicación alcanzaría mi objetivo, gracias gran hombre por toda la sabiduría que me transmitiste y todos los consejos que mediste los cuales me ayudaron a llegar a la persona que soy hoy en día.

En general se la dedico a toda mi familia que estuvo siguiendo cada uno de mis pasos, gracias por todo el apoyo que me brindan cada día de sus vidas, no me quedan palabras para agradecer por tenerlos siempre a mi lado.

Bachiller: Juan Carlos Valverde Tapia

Bachiller: Daniel Jorge Yupanqui Pumachapi

AGRADECIMIENTOS

A la Ingeniero Paola Ly Triveño Ramos, por todo el apoyo, la dedicación, tiempo, esfuerzo y más que todo por ser la guía en este camino que se está logrando.

A la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, por darme la oportunidad de concluir estudios en la prestigiada casa de estudios y por el apoyo otorgado durante mi instancio en la institución.

A todos mis familiares y amigos que aportaron para que se logre el presente proyecto.

Bachiller: Juan Carlos Valverde Tapia

Bachiller: Daniel Jorge Yupanqui Pumachapi

INTRODUCCIÓN

Según algunos especialistas el Perú no es un país ganadero, aunque el 35% de la población habite en la región andina, donde cría sus animales entre ellos los camélidos, vacunos, ovinos y otros, a los que se les busca obtener valor agregado mediante la producción de carne salada o charqui, con el que se obtendrá mayor ganancia. El consumo per cápita anual del charqui, chalona y cecina es de menos de 200 gramos a nivel nacional siendo mayor el consumo en la Región Sur (Villafuerte, 2016).

Aunque, el método de salar la carne para darle mayor tiempo de utilidad, ya se conocía desde tiempos remotos, ya se conocía el método de salar las carnes para poder darle mayor tiempo de utilidad, es decir convertían la carne de los camélidos en charqui, aunque su proceso es relativamente fácil, requiere de mayor tiempo. Una de las características más esenciales de este tipo de carne, es el sabor típico salado que posee y como valor agregado, es que no necesita de refrigeración, asimismo es un producto nutritivo por las proteínas que contiene y por ser bajo en grasa, por tal razón es que tiene una gran demanda.

Por lo expuesto, el presente trabajo de investigación tiene como objetivo diseñar y construir un sistema de secado solar que permita a los productores de charqui de las zonas alto andina de la Región Cusco, producir carne deshidratada en menor tiempo y aprovechando la energía solar, a partir de ello también se reducen los costos del proceso tradicional y de otras energías convencionales.

La investigación es de carácter experimental, por lo cual, se realizó el estudio técnico funcionamiento del equipo y se procedió a diseñar el mismo realizando los cálculos pertinentes para, ya una vez validado el diseño, ejecutarlo obteniendo el producto físico. Así también, se realizó la experimentación del funcionamiento del mismo empleando una muestra de carne de alpaca.

La estructura del presente estudio se desarrolla de la siguiente manera:

En el Capítulo 1 se da a conocer las generalidades de la problemática a tratar, así también se plantea el problema de investigación, la justificación y los objetivos de la misma, y también se explica las limitaciones del estudio.

El Capítulo 2, Marco Teórico, expone los antecedentes nacionales e internacionales de la investigación, de igual forma, se plasma las bases teóricas en las que se enmarca la investigación, y se culmina con la hipótesis y variables del estudio.

En el Capítulo 3, se desarrolla el diseño conceptual, precisando la ubicación, nivel y diseño de la investigación, en este apartado también se determina la población y muestra para la experimentación y la metodología que se seguirá para el diseño del prototipo en cuestión.

El capítulo 4 aborda el proceso de construcción del equipo y sistema de secado que se empleará.

En el Capítulo 5, se explica la experimentación de la investigación en la que cual se pone a prueba el funcionamiento del equipo construido, adicionalmente, se ejecuta la estructura de costos necesaria para la ejecución del mismo, terminando con el análisis de los indicadores económicos y el estudio de mercado para el producto.

En el capítulo 6, se realiza la evaluación económica y financiera de la implementación del sistema de secado solar, evaluándose el VAN y el TIR.

Se finaliza el estudio con la presentación de las conclusiones y recomendaciones con las que culmina la investigación.

RESUMEN

El presente trabajo titulado “Diseño y construcción de un sistema de secado solar para la producción de charqui en zonas alto andinas de la Región Cusco” tuvo como objetivo diseñar y construir un sistema de secado solar para la producción de charqui en zonas alto andinas de la región Cusco. Por ello, se desarrolla, metodológicamente, en un nivel de investigación aplicado. La población de la investigación es la carne de alpaca, las temperaturas y humedad relativa; la muestra está conformada por 5 Kilos de carne de alpaca. Asimismo, se revisaron estudios para determinar la temperatura necesaria para el secado de la carne, así como la humedad dentro del sistema de todas las mediciones realizadas del interior del sistema de secado artificial.

Para cumplir con el objetivo, se hará uso del concentrador solar Scheffler diseñado por el Grupo de Apoyo al Sector Rural (Grupo PUCP) (2016) en su investigación “Innovaciones en Energía Solar Térmica Concentrada para la Agroindustria”, con este concentrador, se suministrará el calor para realizar el proceso de calentamiento de aire hasta obtener el aire con las condiciones necesarias para luego ser usado en el proceso de deshidratación de la carne. Entonces, se construirá dos cámaras independientes, una para el proceso de calentamiento del aire y verificación de la velocidad de salida del aire, y otra cámara para el proceso de secado de la carne de alpaca hasta convertirla en charqui.

Para el diseño de la cámara de calentamiento del aire, se usó datos ambientales actuales como temperatura ambiental, presión ambiental, humedad relativa entre otros, ¿dónde se lleva a cabo la investigación? En este diseño se utiliza la radiación concentrada por el concentrador solar y la forma que tiene el concentrador es de forma parabólica, por tanto, es la forma que tendrá la superficie del intercambiador de calor donde incide la radiación solar, la ventaja de ello es el acorte de las medidas de la cámara, dando facilidad para el momento de montaje y desmontaje.

Posteriormente, se diseñó la cámara de secado, considerando las medidas óptimas y necesarias para el tamaño de la carne; luego se realizó el respectivo cálculo, diseño y montaje de los aislantes térmicos, también se realizaron cálculos para el diseño y construcción de las estructuras y soportes metálicos necesarios para el normal y cómodo funcionamiento de la cámara de secado. La disposición de la carne dentro de la cámara de deshidratación, será tal que, se aproveche la mayor superficie exterior posible de la carne, para que este en contacto con el aire y desprender mayor cantidad de vapor de agua de esta superficie y reducir el tiempo de deshidratación de la carne.

A partir de ello, se concluye que, tras la construcción de un sistema de secado solar para la producción de carne deshidratada de alpaca, con base en el concentrador solar Scheffler, se reduce el secado de la carne con respecto a lo realizado normalmente, asimismo se determinara el porcentaje de deshidratación de la carne de alpaca en relación a la materia húmeda

Palabras clave: secador solar, energía solar, carne de alpaca, charqui.

ABSTRACT

The present work entitled “Design and construction of a solar drying system for the production of charqui in high Andean areas of the Cusco Region” had the objective of designing and building a solar drying system for the production of charqui in high Andean areas of the Cusco Region. Cusco region. Therefore, it is developed, methodologically, at an explanatory research level, non-experimental design. The research population is alpaca meat, temperatures and relative humidity; The sample is made up of 5 Kilos of alpaca meat. Likewise, studies were reviewed to determine the temperature necessary for drying meat, as well as the humidity within the system from all measurements made inside the artificial drying system.

To meet the objective, the Scheffler solar concentrator designed by the Rural Sector Support Group (PUCP Group) (2016) will be used in its research “Innovations in Concentrated Solar Thermal Energy for Agroindustry”, with this concentrator, the heat to carry out the air heating process until the air is obtained with the necessary conditions to then be used in the meat dehydration process. Then, two independent chambers will be built, one for the air heating process and verification of the output velocity, and another chamber for the drying process of the alpaca meat until it becomes jerky.

For the design of the air heating chamber, current environmental data was used such as ambient temperature, ambient pressure, relative humidity, among others. In this design, the radiation concentrated by the solar concentrator is used and the shape of the concentrated radiation is parabolic, therefore, it is the shape that the surface of the heat exchanger will have where the solar radiation falls, the advantage of this is the shortening of the camera measurements, making it easier to mount and dismount.

Subsequently, the drying chamber was designed, considering the optimal and necessary measurements for the size of the meat; Then the respective calculation, design and construction

of the thermal insulators was carried out, calculations were also carried out for the design and construction of the metal structures and supports necessary for the normal and comfortable operation of the drying chamber. The arrangement of the meat inside the dehydration chamber will be such that the largest possible exterior surface of the meat is used, so that it is in contact with the air and releases a greater amount of water vapor from this surface and reduces the time of meat dehydration.

From this, it is concluded that, after the construction of a solar drying system for the production of dehydrated alpaca meat, based on the Scheffler solar concentrator, the drying of the meat is reduced to 8 hours, it was also determined that The percentage of dehydration of alpaca meat in relation to the wet matter is 30%.

Keywords: solar dryer, solar energy, alpaca meat, jerky.

ÍNDICE

PRESENTACIÓN	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTOS	iv
INTRODUCCIÓN.....	v
RESUMEN	vii
ABSTRACT.....	ix
ÍNDICE	xi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvi
CAPITULO I:.....	1
GENERALIDADES	1
1.1. Planteamiento del problema.....	1
1.2. Formulación del problema	5
1.2.1. Problema general	5
1.2.2. Problemas específicos	5
1.3. Planteamiento de objetivos	5
1.3.1. Objetivo general	5
1.3.2. Objetivos específicos	5
1.4. Justificación.....	6
1.5. Alcances y limitaciones.....	8
1.5.1. Alcances	8
1.5.2. Limitaciones	9
1.6. Hipótesis.....	10
1.6.1. Hipótesis general	10
1.6.2. Hipótesis Específicas	10

1.7.	Sistema de variables.....	10
1.7.1.	Variables independientes	10
1.7.2.	Variables dependientes.....	10
1.8.	Metodología	10
1.8.1.	Nivel, Tipo y Diseño de la investigación	11
CAPITULO II:		13
MARCO TEÓRICO		13
2.1.	Antecedentes de la Investigación	13
2.2.	Bases Teóricas.....	16
2.2.1.	Definiciones Básicas	16
2.2.2.	Radiación solar	20
2.2.6.	Transferencia de calor	30
CAPITULO III:		50
DISEÑO CONCEPTUAL		50
3.1.	Recurso Solar.....	50
3.1.1.	Ubicación Geográfica.....	50
3.1.2.	La presión atmosférica a la altitud de 3689 msnm es:	50
3.1.3.	Radiación Solar en el Cusco	50
3.1.4.	Población y Muestra	51
3.1.4.1.	Población.....	51
3.1.4.2.	Muestra	51
3.4.	Diseño termodinámico y transferencia de energía del sistema	79
3.5.	Diseño y dimensionamiento de la cámara de calentamiento	81
3.5.1.	Análisis del proceso de transferencia de calor por el método de diferencias finitas.	
	88	
3.5.1.1.	Elección de la geometría y creación de malla para el análisis por diferencias finitas.	88

3.5.1.2. Clases de nodos según su ubicación en la malla, para el análisis por diferencias finitas.	94
3.5.1.2.1. Ecuación característica según la clasificación de nodos por balance de energía. 96	
3.5.1.2.2. Solución de las ecuaciones características para cada nodo	99
3.5.1.2.3. Resultados del análisis realizado	99
3.5.2. Calculo Térmico de Cámara de Calentamiento	100
3.6. Diseño de Cámara de Deshidratación	117
3.6.1. Calculo Térmico de Cámara de Deshidratación	117
3.6.2. Calculo Estructural de Cámara de Deshidratación	142
3.6.3. Selección Del Ventilador	163
CAPÍTULO IV:	165
4.1. Construcción de la cámara de calentamiento.	166
4.1.1. Cubierta Exterior	167
4.1.2. Intercambiador De Calor	168
4.1.3. Instalación del ventilador	170
4.2. Construcción de la Cámara de Deshidratación	171
4.2.1. Soporte Principal	172
4.2.2. Cubierta Externa	172
CAPITULO V:	174
EXPERIMENTACIÓN EN EL SISTEMA DE SECADO Y COSTOS DE FABRICACIÓN	174
5.1 Montaje Experimental	174
5.2 Experimentación en el sistema de secado solar	174
5.2.1 Medición de la velocidad y temperatura del aire a la salida de la cámara de calentamiento del aire	175
5.2.2 Experimento 1	177
5.2.3 Experimento 2	185

CAPÍTULO VI:.....	188
EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA	188
6.1 Costo en mano de obra por fabricación de modulo experimental.....	188
6.2 Costo por diseño.....	188
6.3 Costo general por diseño, fabricación, experimentación y puesta en marcha de modulo experimental.....	189
6.4 Análisis de VAN y TIR.....	189
6.4.1 VAN.....	189
6.4.2 TIR.....	190
6.4.3 Determinación el flujo de caja del proyecto	191
6.4.4 Determinación del TREA (Tasa de Rendimiento Efectivo Anual).....	195
CONCLUSIONES.....	198
RECOMENDACIONES.....	199
BIBLIOGRAFÍA.....	201
ANEXOS	203
Radiación solar	205
Materiales.....	206
Datos de la Experimentación.	207
Anexo 03. Estudio de mercado	211

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Humedad de la carne de alpaca	166
Tabla 2	Composición química del charqui de llama y alpaca	176
Tabla 3	Relación de temperatura y humedad relativa	19
Tabla 4	Zonificación bioclimática del Perú	24
Tabla 5	Valores de T y T-máx. y humedad relativa media (HR) por zona	24
Tabla 6	Colectores solares	26
Tabla 7	Resumen de fórmulas nodales para cálculos de diferencia finita	49
Tabla 8.	Lista de exigencias	58
Tabla 9.	Descripción de las funciones parciales	59
Tabla 10	VDI 2221	60
Tabla 11	Evaluación técnica	63
Tabla 12	Evaluación económica	64
Tabla 13	Características del concentrador Scheffler	70
Tabla 14	Propiedades del aire a la presión del Cusco de 0.635 atm y 36°C	84
Tabla 15	Propiedades del aire a presión de 1 atm	1174
Tabla 16	Diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y flechas	11184
Tabla 17	Valores de los parámetros	1187
Tabla 18	Valores de los parámetros de	12017
Tabla 19	Valores de los parámetros a T=60°C	12418
Tabla 20	Propiedades de la carne de alpaca	125
Tabla 21	Características principales de la carne de alpaca	120
Tabla 22	Características del producto	124
Tabla 23	Características del producto de 6kg	125
Tabla 24	Variables del balance de energía	130
Tabla 25	Propiedades del aire a la temperatura de trabajo	137
Tabla 26	Propiedades del agua saturada	139
Tabla 27	Peso de los componentes de la cámara de deshidratación	143
Tabla 28	Cargas permisibles por unidad de longitud	161
Tabla 29	Datos del proceso de deshidratación	181
Tabla 30	Datos del proceso de deshidratación de 1kg de carne de alpaca	186
Tabla 31	Costo por mano de obra	188
Tabla 32	Tiempo de trabajo	188
Tabla 33	Costo por diseño	188
Tabla 34	Costo total por el módulo	189
Tabla 35	Cantidad de agua y sal por Kg	192
Tabla 36	Cantidad de agua y sal por año	192
Tabla 37	Costo total por tratamiento de carne fresca	193
Tabla 38	Horas de sol 1998-2015	194
Tabla 39	Tasa de Rendimiento Efectivo Anual	195
Tabla 40	VAN/TIR	196

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de secado industrial de charqui de alpaca.	18
Figura 2. Espectro electromagnético de la radiación solar	21
Figura 3. Energía solar incidente diaria Región Cusco.	23
Figura 4. Esquema del disco Scheffler a) Paraboloide. b) corte del paraboloide cortado por un plano inclinado.	27
Figura 5. Paraboloide Scheffler.	28
Figura 6. Concentrador solar Scheffler usado en cocina.	29
Figura 7. Esquema de fases alimento- fluido.	29
Figura 8. Transferencia de calor por conducción.	31
Figura 9. Transferencia de calor a través de una pared plana	31
Figura 10. Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie.	34
Figura 11. Cilindro hueco con condiciones conectivas en la superficie	35
Figura 12. Capas límite hidrodinámico y térmico.	36
Figura 13. Líneas isotérmicas y de flujo de calor en una placa rectangular	43
Figura 14. Red nodal para la formulación en diferencias finitas de la conducción bidimensional, en coordenadas rectangulares.	45
Figura 15. Elemento de volumen de un nodo interior general (m, n) para la conducción bidimensional en coordenadas rectangulares.	46
Figura 16. Elemento de volumen a convección en un vertice frontera (m, n)	47
Figura 17. Elemento de volumen a convección en un vertice frontera (m, n)	48
Figura 18. Diagrama de evaluación de alternativas	64
Figura 19. Configuración del concentrador solar y el sistema de secado	65
Figura 20. Concentrador solar Scheffler	68
Figura 21. Concentrador solar Scheffler vista frontal	68
Figura 22. Esquema del concentrador solar Scheffler.	71
Figura 23. Componentes que intervienen en las pérdidas opticas	78
Figura 24. Esquema de Sankey	79
Figura 25. Parametros de funcionamiento de las cámaras	80
Figura 26. Transferencia de calor en una tubería recta	82
Figura 27. Transferencia en una tubería rolada de sección rectangular.	82
Figura 28. Sección y longitud de tubería (intercambiador de calor)	83
Figura 29. Ingreso y salida de aire en la tubería.	83
Figura 30. Modelo optimo diseñado	88
Figura 31. Intercambiador de calor	89
Figura 32. Corte del intercambiador de calor.	89
Figura 33. Sección seleccionada para el analisis por diferencias finitas.	90
Figura 34. Sección seleccionada para analisis con línea de simetria AA.	90
Figura 35. Sección superior para analisis por diferencias finitas.	91
Figura 36. Tipos de nodos segun su ubicación en la malla	91
Figura 37. Tipos de nodos segun su ubicación en la malla	92
Figura 38. Tipos de nodos segun su ubicación en la malla	92

Figura 39. Tipos de nodos segun su ubicación en la malla	93
Figura 40. Suposición para el analisis	93
Figura 41. Tipos de nodos según su ubicación en la malla	94
Figura 42. Tipos de nodos según su ubicación en la malla	95
Figura 43. Balance de energia para el nodo 1	97
Figura 44. Balance de energia para el nodo 8	98
Figura 45. Balance de energia para el nodo 359	98
Figura 46. Camara de calentamiento desglosada	100
Figura 47. Camara de calentamiento desglosada	101
Figura 48. Diagrama de resistencia del aislante.....	109
Figura 49. Aleta.....	111
Figura 50. Modelo de analisis viga	112
Figura 51. Fuerza ejercida por el aire.....	113
Figura 52. Diagrama de cuerpo libre.....	113
Figura 53. Base.....	116
Figura 54. Anillo	116
Figura 55. Carcasa.....	117
Figura 56. Geometria del fileteado de la carne de alpaca.	119
Figura 57. Distribución de los filetes de carne en la camara de deshidratación	127
Figura 58. Dimensiones de la camara de deshidratación.	128
Figura 59. Circulación de aire entre bandejas	128
Figura 60. Area de la cámara de deshidratación	136
Figura 61. Calor suministrado al producto.....	136
Figura 62. Elementos de la cámara de deshidratación.	142
Figura 63. Sección transversal de la cubierta principal de la cámara.	144
Figura 64. Cubierta pricipal de la cámara de deshidratación.....	145
Figura 65. Momento con respecto a “X”.	147
Figura 66. Momento con respecto a Y.	147
Figura 67. Fuerza de compresión	166
Figura 68. Momento torsor.	147
Figura 69. Perfil de los componentes de la estructura y centro de gravedad.	148
Figura 70. Pesos de los componentes del sistema de deshidratación.....	148
Figura 71. Distribución de fuerzas sobre la estructura de soporte	149
Figura 72. Diseño de chasis	150
Figura 73. Cargas críticas.....	157
Figura 74. Carga Axial.	158
Figura 75. Esquema de construccion del sistema de secado solar.	165
Figura 76. Cámara de calentamiento de aire	166
Figura 77. Cubierta externa de cámara de calentamiento	167
Figura 78. Intercambiador de calor	168
Figura 79. Construcción del intercambiador de calor	169

Figura 80. Construcción del intercambiador de calor	169
Figura 81. Construcción del intercambiador de calor	170
Figura 82 Ventilador de aire	171
Figura 83. Cámara de deshidratación.....	171
Figura 84. Estructura de soporte	172
Figura 85. Cubierta de la camara de deshidratación	174
Figura 86. Movimiento del concentrador solar	174
Figura 87. Modulo experimental.....	175
Figura 88. Cámara de calentamiento de aire	175
Figura 89. Velocidad del aire a la salida de la cámara de calentamiento.....	176
Figura 90. Temperatura de aire a la salida de la cámara de calentamiento.....	177
Figura 91. Preparación de la salmuera.	178
Figura 92. Baño de la carne de alpaca en salmuera	178
Figura 93: Retirado de la carne de alpaca del baño de salmuera.	179
Figura 94: Carne en la cámara de deshidratación.	179
Figura 95: Medición de la temperatura en el proceso de deshidratación	180
Figura 96. Carne deshidratada charqui.....	181
Figura 97. Curva de secado de 0.7 Kg. de carne de alpaca.....	184
Figura 98. Carne deshidratada charqui producto final	185
Figura 99. Carne deshidratada a la intemperie.....	185
Figura 100. Curva de secado de 0.7 Kg. de carne de alpaca.....	187
Figura 101. Variación del VAN	197

NOMENCLATURAS Y SIMBOLOS

- T_C : Temperaturas del fluido de trabajo en la zona fría.
- T_H : Temperaturas del fluido de trabajo en la zona caliente.
- d_n : Día juliano del año.
- δ : Ángulo declinación solar.
- Γ : Ángulo diario.
- ω : Ángulo horario.
- Ω : Velocidad angular.
- I_{SC} : Irradiancia global media incidente sobre la atmósfera.
- Θ : Ángulo formado por los rayos solares con el plano horizontal.
- H_o : Irradiación global extraterrestre.
- I_h : Valor instantáneo de radiación solar global.
- I_d : Valor instantáneo de radiación solar directa.
- I_b : Valor instantáneo de radiación solar difusa.
- ω_s : Ángulo de salida o puesta del sol.
- A : Área de apertura del concentrador.
- A_r : Área del receptor.
- C : Relación de concentración
- Q_{util} : Calor útil.
- Q_a : Calor absorbido por el concentrador
- Q_p : Calor perdido por el receptor.
- γ : Factor de intercepción
- τ : Transmitancia o transmisitividad
- α : Absorbancia o asertividad
- ε : Emitancia o emitividad.

T_a : Temperatura ambiente.

T_s : Temperatura en la superficie del receptor.

I_{DN} : Irradiación directa normal.

σ : Constante de Stefan-Boltzmann.

η_{apt} : Eficiencia óptica.

Q_{util} : Calor útil.

τ : Relación de temperaturas.

κ : Relación de volúmenes.

H : Entalpía específica.

U : Energía interna específica.

C_p : Calor específico del gas a presión constante.

C_v : Calores específico del gas a volumen constante.

CAPITULO I: GENERALIDADES

1.1. Planteamiento del problema

La carne bovina salada, seca o ahumada es un producto de gran relevancia en el comercio internacional, ocupando el puesto número 1 en la lista de productos más comercializados en todo el mundo. Durante el año 2021, Italia se destacó como uno de los principales exportadores de este producto, con un valor de exportación de aproximadamente \$78.8 millones de dólares, seguido de cerca por Suiza con \$64.9 millones. Otros países que jugaron un papel significativo en la exportación de carne bovina salada, seca o ahumada incluyen Malasia con \$24,8 millones, Países Bajos con \$23,1 millones e India con \$15,2 millones. Por otro lado, en cuanto a los principales importadores de este producto durante el mismo año, Francia encabezó la lista con un valor de importación de alrededor de \$94,6 millones de dólares, seguida por Hong Kong con \$32,2 millones, Alemania con \$27,7 millones, Tailandia con \$24,8 millones y España con \$22,5 millones. Estos datos reflejan la importancia de la carne bovina salada, seca o ahumada en el mercado global y la dinámica comercial entre diferentes países. La demanda de este producto parece mantenerse sólida, con varios países desempeñando roles tanto como exportadores clave como importantes destinos de importación.) (OEC, 2021).

Los camélidos son valiosos recursos en las zonas altoandinas del Perú, especialmente para la producción de carne durante los meses de mayo a junio. Una alternativa para conservar la carne de este camélido sin perder sus propiedades nutritivas es el proceso de salado y secado, aunque estas técnicas son antiguas, muchas de ellas todavía se utilizan en la industria moderna de alimentos, como el secado de verduras, frutas, granos y carnes. Sin embargo, en la actualidad, la producción de charqui se realiza de manera artesanal en condiciones poco higiénicas y con un tiempo de procesamiento largo,

aproximadamente 15 días, lo que resulta en un producto no adecuado para el consumo humano. Además, en las zonas altoandinas, la falta de acceso a la energía eléctrica dificulta la adopción de sistemas de secado más eficientes que utilizan equipos electromecánicos.

El charqui (en idioma quechua charki, «cecina») es un tipo de carne deshidratada típica de la región del ande de América del Sur, cuyo origen está en la época precolombina, para conservar la carne más tiempo. El charqui es el trabajo de secar la carne con sal y al sol, cuyo proceso basado en la deshidratación de la carne con sal por varios días expuesta al sol. Es un plato ancestral que hoy se está elaborando en San Rafael por parte de un grupo de emprendedores que lo venden empaquetado como snack. (San Rafael, 2022).

La acción de hacer secar la carne, como proceso de conservación de la misma, se remonta a las prácticas de las primeras civilizaciones. Los nativos americanos denotaron esta carne seca como “charqui”. El charqui es catalogado, por El departamento de Agricultura de Estados Unidos, como un producto elaborado a base de carne, tratada con procedimientos térmicos y que es posible almacenar para, posteriormente, destinarse al consumo (Almonacid & Ramírez, 2016).

La práctica tradicional del secado de la carne de alpaca consiste en agregarle sal para, a continuación, dejarla expuesta al sol. Esta técnica fue utilizada desde las épocas preinca e inca, y, aún, muchas comunidades la ejecutan, con mayor frecuencia, cuando la producción de carne se incrementa en demasía.

Sin embargo, este proceso tiene muchos notorios inconvenientes, siendo el principal la contaminación de la carne debido a que esta se deja al aire libre y el polvo se asienta fácilmente, las moscas rondan constantemente la carne y es muy posible que diversas

bacterias del ambiente se impregnen en esta, todo esto hace disuasorio el consumo de este producto para algunas personas.

Una de las principales fuentes de energía en el Perú, y que cuenta con mayor atractivo para proyectos que involucren el secado de productos, es la energía solar, esto debido a que la disponibilidad de esta en el país es vasta y se extiende uniformemente en la mayoría del territorio peruano y durante gran parte del año. (Ramos, 2019). Mientras que, actualmente la generación de energía, en su mayoría, se realiza utilizando como fuente los combustibles fósiles que, evidentemente, propician un efecto negativo en el ambiente y no resulta una fuente sustentable pues involucra recursos cuya escasez y/o daño perjudicará la integridad de las futuras generaciones.

En el departamento del Cusco, respecto a la disponibilidad de energía solar, existe un gran potencial, con valores medios diarios anuales que oscilan entre 5-7 KWh/m² (kilovatio-hora de energía por metro cuadrado) de irradiancia solar en el día en la zona andina. Zanabria (2004). Esto significa que las familias pueden beneficiarse de la energía solar con solo disponer de un pequeño espacio de algunos metros cuadrados a los que llegue directamente el sol, el reto radica en hacer de esta energía solar una energía que implique utilidad para estas familias y que posea un costo accesible.

La producción de charqui, una fuente valiosa de alimento y sustento para las comunidades de las zonas alto andinas de Perú, se ve envuelta en una serie de desafíos apremiantes. Las técnicas tradicionales de secado, que han sido transmitidas a lo largo de generaciones, a menudo resultan en productos de calidad variable y, lo que es aún más preocupante, con riesgos potenciales para la salud debido a condiciones de higiene inadecuadas y un proceso de secado. que puede extenderse hasta quince días en entornos no controlados.

Sin embargo, el deseo de preservar estas técnicas y tradiciones culturales es intrínseco a estas comunidades, y es aquí donde surge la necesidad de plantear una solución que combine lo antiguo y lo moderno.

La falta de acceso a la energía eléctrica en estas áreas remotas de la región andina presenta un desafío adicional. La mayoría de estas comunidades carecen de instalaciones eléctricas que permitan implementar tecnologías de secado más avanzadas y eficientes. Aquí es donde entra en escena la iniciativa del diseño y fabricación de un prototipo de secado con energías alternativas.

En este sentido surge la necesidad de realizar estudios, diseñar un prototipo de secado de carne de camélido utilizando energía solar, ya que la irradiación en las zonas alto andinas es alta y no aprovechada técnicamente. Ante esta situación, se **plantea** la realización del diseño y construcción de un sistema de secado solar para la producción de charqui en las zonas alto andinas de la región Cusco, mediante el cual se podrá llevar a cabo el proceso de secar la carne sin interferencia de factores contaminantes externos como bacterias, insectos y el polvo. Para esto, se hará uso de la energía solar, utilizando el concentrador solar Scheffler, pues investigaciones previas han demostrado que este tipo de concentrador llega a captar gran cantidad de dicha energía, que será muy útil para el propósito de la investigación.

Actualmente, la conversión de carne fresca a “charqui” es la forma más conveniente y segura de preservar las características fundamentales y valoradas por el consumidor de esta, como lo son el olor y la textura, agregándole ese característico sabor. A esto se adiciona el alto costo de los equipos deshidratadores que utilizan la radiación solar para su funcionamiento, equipos que son ofrecidos en el mercado, pero que, debido a sus elevados costos, son casi imposibles de adquirir por pequeños productores y familias de escasos recursos económicos.

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema general

¿Se podrá diseñar y construir un prototipo de secado con energía alternativa para la producción de charqui en zonas alto andinas de la región Cusco?

1.2.2. Problemas específicos

- ¿Es posible diseñar un sistema de deshidratación de la carne de alpaca utilizando energía solar empleando el concentrador solar Scheffler?
- ¿Es posible construir el sistema de secado de deshidratación de la carne de alpaca de acuerdo al diseño planteado?
- ¿Es factible realizar la producción de charqui con el sistema de secado de carne empleando el concentrador solar Scheffler?
- ¿La implementación del sistema de secado de carne de alpaca empleando el concentrador solar Scheffler tiene rentabilidad en zonas alto andinas de la región Cusco?

1.3. Planteamiento de objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar y construir un prototipo de secado con energía alternativa para la producción de charqui en zonas alto andinas de la región Cusco.

1.3.2. Objetivos específicos

- Diseñar un sistema de deshidratación de la carne de alpaca utilizando energía solar empleando el concentrador solar Scheffler.
- Construir el sistema de secado de deshidratación de la carne de alpaca de acuerdo al diseño planteado.
- Realizar la producción de charqui con el sistema de secado de carne empleando el concentrador solar Scheffler.

- Determinar la rentabilidad de la implementación del sistema de secado de carne de alpaca empleando el concentrador solar Scheffler en zonas alto andinas de la región del Cusco.

1.4. Justificación

- **Justificación técnica**

En primer lugar, el uso de energías alternativas para el secado del charqui reduce la dependencia de fuentes de energía convencionales, como la electricidad o el gas, que pueden ser escasas o costosas en las zonas altoandinas. Al aprovechar fuentes de energía renovable, como la solar o la eólica, se logra una mayor eficiencia energética y una reducción de los costos operativos a largo plazo. Además, la implementación de un prototipo de secado con energías alternativas permitiría optimizar el proceso de secado del charqui, utilizando tecnologías más eficientes y controladas, como paneles solares o sistemas de captación de viento. Estas opciones ofrecen un mayor control sobre las condiciones de temperatura y humedad durante el proceso, lo que aseguraría una calidad superior del producto final y una mayor vida útil del mismo.

Por otra parte, al diseñar el prototipo de secado con energías alternativas se introducirá al mercado una opción más económica de máquinas deshidratadoras que proporcionen condiciones similares e incluso mejores para el secado de alimentos. Además, esto permitiría la investigación de nuevas tecnologías para la construcción del sistema planteado.

- **Justificación social**

La implementación de este prototipo de secado con energías alternativas en las zonas altoandinas de la región Cusco podría tener un impacto social positivo significativo. En primer lugar, la producción de charqui es una actividad económica

crucial para muchas comunidades en estas áreas, y la mejora en el proceso de secado permitiría aumentar la producción y generar mayores ingresos para los productores locales. Esto contribuiría a fortalecer la economía de las comunidades y mejorar su calidad de vida.

Además, la implementación de tecnologías sostenibles y respetuosas con el medio ambiente en la producción de charqui tendría un impacto positivo en la salud de la población local. Al reducir el uso de combustibles fósiles, se disminuiría la emisión de contaminantes y se mejorarían las condiciones de calidad del aire en la región. Esto beneficiaría tanto a los productores como a los consumidores de charqui, asegurando productos más saludables y de mejor calidad.

- **Justificación económica**

La implementación de este prototipo ofrecería una reducción significativa de los costos de producción a largo plazo al aprovechar fuentes de energía gratuitas y renovables, como la solar o la eólica. Esto resultaría en una mayor rentabilidad para los productores de charqui, dado que los costos operativos serían más bajos y requerirían una menor inversión en combustibles convencionales.

Adicionalmente, el uso de energías alternativas en la producción de charqui podría generar oportunidades económicas adicionales para la región. La implementación de tecnologías sostenibles y eficientes podría atraer inversiones y promover el turismo ecológico, ya que el uso de energías renovables es un tema de creciente interés a nivel mundial. Esto impulsaría el desarrollo económico local y la diversificación de la economía de la región.

- **Justificación ambiental**

Por otro lado, la justificación ambiental de utilizar energías alternativas en lugar de fuentes de energía convencionales, como los combustibles fósiles, es

evidente. La producción de charqui implica un proceso de secado que requiere una cantidad considerable de energía. Al utilizar energías alternativas, como la solar, eólica o hidroeléctrica, se reducirá la emisión de gases de efecto invernadero y se minimizará la contribución al cambio climático. Estas acciones contribuirán a la preservación del medio ambiente y a la sostenibilidad a largo plazo de la producción de charqui en la región.

- **Justificación teórica**

El diseño de un prototipo de secado que utilice energías alternativas para la producción de charqui se fundamenta en principios científicos y tecnológicos. El objetivo principal es desarrollar un sistema eficiente y rentable que cumpla con los estándares de calidad del producto final. Es necesario tener en cuenta diversos factores, como la temperatura, la humedad, la circulación del aire y el tiempo de secado, con el fin de garantizar la obtención de un charqui de excelente calidad y durabilidad.

Además, resulta de vital importancia considerar la viabilidad técnica y económica del prototipo de secado. Para ello, es necesario llevar a cabo estudios de factibilidad y análisis de costo-beneficio que permitan evaluar la inversión requerida, los beneficios ambientales y los posibles ahorros de energía a largo plazo. Estos análisis serán fundamentales para respaldar la implementación del prototipo y fomentar su adopción en la región de Cusco.

1.5. Alcances y limitaciones

1.5.1. Alcances

- El ámbito geográfico de estudio será en zonas alto andinas de la región Cusco. Ámbito característico por la producción de charqui. Las pruebas se realizarán en

la provincia de Cusco, en el distrito de Poroy. (823853.03 E , 8504641.11 S , 18 L , 3687 msnm).

- El sistema de secado solar que se diseñará y construirá, tendrá una capacidad de aforo máximo para su secado, aproximadamente 5 kilogramos de carne fresca.
- El proyecto se centró en el diseño y la construcción de un prototipo de secado que utilizó fuente de energía alternativa, como la solar, para la producción de charqui, a través del uso del concentrador solar Scheffler el cual se encuentra armado y a disposición para el proyecto. Se realizaron pruebas experimentales para evaluar el prototipo de deshidratación de carne de alpaca en las condiciones de zonas alto andinas de la región Cusco. Se llevó a cabo un análisis de los resultados obtenidos de las pruebas, evaluando la calidad del producto final, la eficiencia energética y la rentabilidad del sistema de secado.

1.5.2. Limitaciones

- Las condiciones climáticas variables en zonas alto andinas afectarán la disponibilidad de energía solar y, por lo tanto, la eficiencia del sistema de secado. La calidad de carne de alpaca en ciertas áreas también afectará la precisión de las pruebas y evaluaciones. Además, debido a la naturaleza experimental del proyecto, la capacidad de producción del sistema de secado fue limitada en comparación con métodos tradicionales de producción de charqui.
- No se realizará el diseño del concentrador Scheffler, porque este ya cuenta con su guía de construcción, este concentrador será utilizado para brindar energía al prototipo.
- El prototipo estará diseñado para una producción de aproximadamente 5 Kg de carne de alpaca.

1.6. Hipótesis

1.6.1. Hipótesis general

Es posible diseñar un prototipo de secado con energías alternativas para la producción de charqui en zonas alto andinas de la región Cusco

1.6.2. Hipótesis Específicas

- Es posible diseñar un sistema de deshidratación de la carne de alpaca utilizando energía solar empleando el concentrador solar Scheffler.
- Es posible construir el sistema de secado de deshidratación de la carne de alpaca de acuerdo al diseño planteado.
- Es factible realizar la producción de charqui con el sistema de secado de carne empleando el concentrador solar Scheffler.
- Es rentable la implementación del sistema de secado de carne de alpaca empleando el concentrador solar Scheffler en zonas alto andinas de la región del Cusco.

1.7. Sistema de variables

1.7.1. Variables independientes

- Carne seca o charqui de alpaca
- Radiación solar en el Cusco, expresada en $\left[\frac{Kwh}{m^2}\right]$

1.7.2. Variables dependientes

- Temperatura del aire requerida para el proceso de deshidratación, en $[^{\circ}C]$
- Humedad del aire requerida para el proceso de deshidratación, en porcentaje [%]
- Velocidad del aire requerida para el proceso de deshidratación en $[m/s]$
- Tiempo de secado

1.8. Metodología

1.8.1. Nivel, Tipo y Diseño de la investigación

1.8.1.1. Nivel de investigación

La investigación es de tipo aplicada por que tiene propósitos prácticos, se investiga para actuar o producir cambios en un determinado sector de la realidad. (Carrasco, 2019)

La investigación será de tipo aplicada ya que según Arias (2021) la teoría se ocupa de resolver problemas prácticos, se basa en hallazgos, descubrimientos y soluciones que se planteó en el objetivo del estudio, este tipo de investigación se utiliza en medicina o ingenierías.

La investigación será de tipo aplicada, porque en base a la investigación básica, pura o fundamental en las ciencias fácticas o formales se formulan problemas o hipótesis de trabajo para resolver los problemas de la vida productiva de la sociedad (Esteban, 2018). Las investigaciones aplicadas están orientadas a mejorar y optimizar los sistemas, las normas, reglas tecnológicas actuales a la luz de los avances de la ciencia y la tecnología; por tanto, la investigación aplicada no se presta para ser calificada falsa, verdadera o probable sino a ser eficiente, deficiente, ineficiente, eficaz o ineficaz.

1.8.1.2. Tipo de investigación

En este trabajo de investigación es de tipo experimental, también se usa un enfoque explicativo que busca explicar la relación causa-efecto entre variables en lugar de simplemente describir un problema. Este tipo de estudio se enfoca en encontrar las causas de un fenómeno en lugar de acercarse a él de manera descriptiva. Hernández & Mendoza (2018) lo define como un estudio que tiene como objetivo explicar el comportamiento de una variable en función de otra u otras.

Para los efectos que se plantean aquí son explicativos o predictivos. (p.68). es por ello que la presente investigación busca tener nuevos hallazgos descubrimientos y soluciones a la problemática planteada.

1.8.1.3. Diseño de la Investigación

El trabajo en cuestión es una investigación experimental, la cual implica someter a un objeto o grupo de personas a ciertas condiciones o estímulos (variable independiente) para luego observar los efectos o **reacciones** que se producen (variable dependiente) (Hernández & Mendoza, 2018).

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la Investigación

Existen trabajos preliminares sobre el secado de la carne de alpaca, y parámetros físicos obtenidos, y a continuación se detallan:

González (2018) en su trabajo de investigación de tesis de pregrado titulado: **“Diseño de un concentrador solar compacto de foco fijo de alta eficiencia para aplicaciones de alta temperatura”**, realizado en el Centro de Investigación de Materiales Avanzados de la ciudad de México, en el que realizó el diseño del sistema de concentración solar (sistema Scheffler) que permite el almacenamiento térmico de alta temperatura (700°C) que brinda alta concentración solar. También, en este, presenta la elección de este sistema como el mejor a comparación de otros concentradores solares. Llegando a la conclusión que el concentrador Scheffler tienen gran potencial para su uso en aplicaciones de temperatura media y baja. Con este trabajo obtuvo concentraciones solares altas que el disco Scheffler pudo alcanzar con parábolas de diseño de foco muy pequeño.

Romero & Martín (2013) en su trabajo de investigación de tesis de pregrado titulado **“Simulación de un sistema asistido con energía solar”**, realizado en el Centro de Investigación de Materiales Avanzados de la ciudad de México, tuvo como uno de sus objetivos el secado de carne de res con energía solar, en el que recomienda realizar el corte de la carne con un espesor de 5mm para optimizar el proceso de secado. “Tradicionalmente, la carne se rebana en tiras y aunque no hay dimensiones estándar para las tiras” FAO (1990) recomienda de 20 a 70cm de largo, además de un espesor delgado.

Roa y Ortega (2011) en su trabajo de investigación titulado **“Diseño y Construcción de un Secador Solar por Convección de Aire Caliente automatizado de Pequeña Escala para el Secado de café”**, para la Universidad Nacional de Loja en Ecuador, manifiestan que, en Ecuador, la práctica más difundida para secar la carne es mediante el secado al aire libre que consiste en colocar los trozos de carne en el piso para que les llegue directamente el sol, sin embargo, afirman que este proceso genera un producto de baja calidad y produce pérdidas. En función a ello, plantean una mayor eficiencia por parte del Secador Solar por convección de aire caliente, pues hace factible la conservación de las propiedades y características fundamentales de los productos, así también se evita la contaminación de los mismos. Este equipo funciona a través de un colector placa plana que se encarga de aumentar la temperatura del aire, permitiendo el proceso de secado de la carne.

Carrillo Ayala (2003), en su trabajo de investigación de tesis de pregrado titulado **“Integración de un sistema virtual full-dúplex para el desarrollo de prácticas de ingeniería de alimentos a través del internet 2”**, para la Universidad de las Américas Puebla, México, realizado para deshidratar alimentos controlados con sensores mediante internet, donde usan una velocidad del aire de 1.3 m/s utilizando resistencias eléctricas realizando muchas pruebas cada 5 minutos.

Escalante (2015), en su trabajo de investigación, titulado **“Desarrollo de un prototipo de tostador de granos de cacao de 6 Kg/Hora que funcione con energía solar concentrada”** realizado en la Pontificia Universidad Católica del Perú, en el cual indica el funcionamiento de un concentrador solar Scheffler para el tostado de cacao, llegando a la conclusión de que con la energía solar es posible tostar los granos de cacao, en este caso se empleó 3 kg de cacao y se tostaron en alrededor de 30 minutos.

Medina (2014), en su trabajo de investigación, titulado **“Evaluación De Las Propiedades Tecnológicas De La Carne De Alpaca (Vicuña Pacos) Envasada Al Vacío Durante El Almacenamiento En Congelación”** realizada en la Universidad Nacional Agraria La Molina, establece un análisis proximal de la carne de alpaca obteniéndose una tabla para la humedad presente en la carne de alpaca es de 75.62%.

Almonacid y Ramírez (2016), en su trabajo de investigación titulado **“Sistema de control de temperatura y de humedad para el secado de carne en la ciudad de Huancavelica”**, indican que, en un primer periodo de tiempo de 30 minutos, la carne de alpaca debe ser sometida a una temperatura de 70°C para eliminar microorganismos que puedan causar algún daño en la composición de la carne, pasado este tiempo, se debe exponer la carne a una temperatura de 60°C para proseguir con el proceso de deshidratación, la razón por la cual se tiene que bajar la temperatura, se da porque al mantener la temperatura de 70°C se formará una capa en la superficie de la carne, evitando que el agua que está en el interior de la carne pueda salir a la superficie de la misma.

Espinoza (2000), en su trabajo de investigación titulado, **“Diseño y construcción de un secador para seco y salado de carne de alpaca”** realizada en la Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco, el cual consiste en un secador semicontinuo (continuo para la circulación de aire y discontinuo por lotes para la materia prima de cinco bandejas con circulación de aire por convección forzada del cual se obtuvieron los siguientes resultados, el tiempo de secado fue de 4,5 horas con la humedad del aire de secado fue de 0.079 Kg de agua/Kg de aire y la velocidad del aire de secado fue de 5 m/s.

2.2. Bases Teóricas

2.2.1. Definiciones Básicas

2.2.1.1. Carne de alpaca

La carne de alpaca se caracteriza por su color rojo cereza, de olor peculiar, de textura medio blanda y sabor agradable. Sin embargo, como las especies animales, las características sensoriales, varían con la edad, sexo, salud y más por el manejo y alimentación. Téllez (1992) citado por Palacios (1990).

La carne de alpaca es altamente proteica, conteniendo un 21.27% miligramos de colesterol por cada 100 gramos de carne y un contenido graso de 3%, la mínima cantidad de grasa se ubica debajo de la piel, esta es de color blanco y muy fácil de extraer, dejando libre de grasa la piel del animal; esto se traduce en niveles de colesterol bajos, lo cual la diferencia y la hace destacar de los otros tipos de carnes existentes en el mercado, asimismo, es rica en nutrientes. (Rubiños, 1994).

Tabla 1

Humedad de la carne de alpaca

	Cuadro 25	Saavedra (2013)	Salvá <i>et al.</i> (2009)	Cristofanelli <i>et al.</i> (2004)
Humedad (%)	75.62	74.99	74.07	73.64
Proteína (%)	22.09	23.07	22.69	23.33
Grasa (%)	1.02	0.26	2.05	0.49
Ceniza (%)	1.11	1.43	1.10	2.54

Fuente: Medina (2014)

2.2.1.2. Charqui

El charqui es un producto que se elabora desde tiempos remotos, por métodos caseros (expuesto al sol), al momento existen varias técnicas que mejoran la calidad del producto. Tal es el caso de la elaboración del charqui en secadores solares eólicos que permiten un procesamiento higiénico sin contaminación (polvo, moscas, etc)

PRORECA (1996). Para Atahuichi, E. (1996) Y Solís, R. (2000) como se citó en (2007), charqui es una palabra de origen quechua y hace referencia a la carne deshidratada, generalmente, por el sol, cuyo resultado es la carne seca y salada, que actualmente se consume en diversos platos.

2.2.1.2.1. Composición química y valor nutritivo del charqui

El charqui peruano contiene en promedio 58% de proteína, 26% de humedad, 4% de grasa y 12% de cenizas (Collazos, Alvistur, Vásquez, Quiroz, Herrera, Robles 1996). La norma técnica peruana NTP 201.059 establece que debe tener un contenido mínimo de 45% de proteína y 12% de grasa, así como un contenido máximo de 20% de humedad (INDECOPI, 2006)

Tabla 2

Composición química del charqui de llama y alpaca

Especie	Humedad (%)	Proteína (%)	Grasa (%)	Cenizas (%)	Referencia
Llama	28,08	57,20	7,50	5,30	(1)
Alpaca	14,20	52,60	13,30	19,90	(2)

Fuente: Vidalon y Telles (1973)

2.2.1.2.2. Proceso de elaboración del charqui

Al realizar el salado de la carne, esta sal desaparece; es decir que la sal se disuelve en los jugos musculares y forma una salmuera, es el fenómeno de osmosis y difusión. La osmosis explica el paso de una solución a través de una membrana, y la difusión el movimiento de soluciones de diferente concentración, produciendo el movimiento de una solución más concentrada a una menos concentrada, este proceso de salado provoca la pérdida de agua y del cual se tiene una deshidratación la que impide el crecimiento de algunos microorganismos. (Téllez, 1992)

Para el desarrollo del proceso del charqui se usa tres tipos de tecnología alta, media y baja, dependiendo el mercado y la localización geográfica al que va destinado. (Salvá, 2009).

Proceso de secado industrial de charqui de alpaca

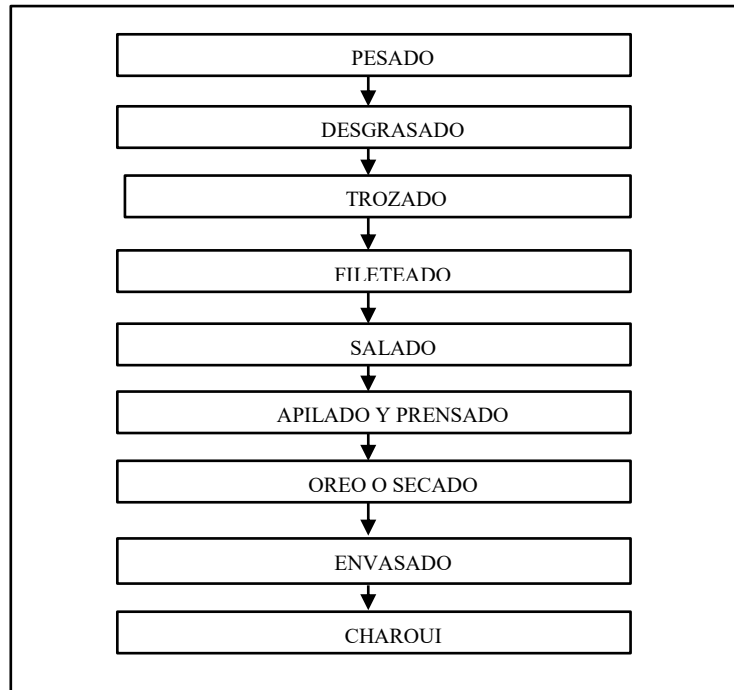


Figura 1. Proceso de secado industrial de charqui de alpaca.

Nota: Elaboración de charqui de alpaca mediante el salado en seco. Fuente: (Salvá, 2009)

2.2.1.3. Temperatura y tiempo de tratamiento de la carne

Para lograr la temperatura necesaria durante el inicio del proceso (71°C), según Almonacid y Ramírez (2016), se emplea en promedio más de dos horas y, el mantener esta por un tiempo de 30 minutos, es necesario pues permite matar las bacterias y demás microorganismos que podrían ser patógenos. Transcurrido este tiempo, se debe bajar la temperatura a 60°C la cual se mantendrá hasta terminar la deshidratación, esto para que el secado resulte uniforme en todo el trozo de carne. Contar con la temperatura incorrecta, en esta parte del proceso, puede generar efectos no favorables, una muy elevada temperatura hace que en la parte superior de la carne se forma una capa seca y

esto obstruye la salida de la humedad; por el contrario, una temperatura muy baja hará que el tiempo de secado se extienda en demasía y se genere un ambiente adecuado para la proliferación de organismos patogénicos que dañarán la carne y harán insalubre la misma. El factor de arrastre es la capacidad del aire para retirar humedad y fluctúa entre un 30% y 50% de la cantidad teórica. También un mayor volumen de aire será capaz de extraer mayor vapor que uno menor. (Almonacid y Ramírez, 2016).

Tabla 3

Relación de temperatura y humedad relativa

T. °C	Humedad relativa	g Agua/ kg Aire seco
29	90	0,6
30	50	7
40	28	14,5
50	15	24

Fuente: Giraldo (2014)

2.2.1.4. Humedad Relativa

Es la relación entre la presión parcial del vapor de agua y la presión de vapor de equilibrio del agua a una temperatura dada. Esta humedad depende de la temperatura y la presión del sistema en estudio. Cantidad de vapor de agua que hay en la atmósfera. (Giraldo, 2014). Se expresa comúnmente en tanto por ciento:

$$H_R = \frac{\text{Cantidad de vapor de agua} \times 100}{\text{Cantidad de vapor de agua en saturación}} \quad (2.1)$$

2.2.1.5. Velocidad del aire

La velocidad del aire es una medida usada en diferentes campos, como la climatización, ventilación, medición de la calidad del aire, entre otros. Se expresa en m/s (metro/segundo) y se mide con diversos tipos de anemómetros. La velocidad del aire influye en la sensación térmica, ya que el movimiento del aire permite un intercambio de calor más efectivo con el ambiente y un mejor rendimiento de la

evaporación del sudor, lo que modifica las condiciones térmicas del cuerpo. (Gálvez Huerta; et al. 2013)

2.2.1.6. Tipos de Secadores solares

Existe una gran variedad de sistemas de secado solar utilizados para los más diversos productos, englobándose dentro de los secaderos de baja temperatura. Se pueden clasificar, según la forma de circulación del aire desecante, en dos grandes grupos:

2.2.1.7. Sistemas solares activos o de convección forzada

Estos sistemas hacen uso de elementos externos, como ventiladores para mover el aire caliente utilizando la extracción de aire húmedo del producto. Se considera “Todo solar”, cuando todo el aporte energético se obtiene de la radiación solar, o sistemas “híbridos”, para los que además de la radiación solar usan una fuente de energía auxiliar. (Gonzales, 2018)

2.2.1.8. Sistemas solares pasivos o de convección natural

No incorporan elementos para forzar la circulación del agente desecante, produciéndose este movimiento por la variación de densidad del mismo provocada por la diferencia de temperaturas. (Romero, 2013).

2.2.2. Radiación solar

La radiación solar son radiaciones electromagnéticas emitidas por el sol. El sol emite energía siguiendo la ley de Planck, a una temperatura de unos 6000 K. Se distribuye desde el infrarrojo hasta el ultravioleta. La radiación solar que llega a la tierra es la irradiación o insolación, su unidad es el W/m^2 (watts por metro cuadrado). (Roa y Ortega, 2011). El Sol emite energía en forma de radiación de onda corta, principalmente en la banda del ultravioleta, visible y cercano al infrarrojo, con longitudes de onda entre 0,2 y 3,0 micrómetros (200 a 3.000 nanómetros), como se ve en la figura 7.

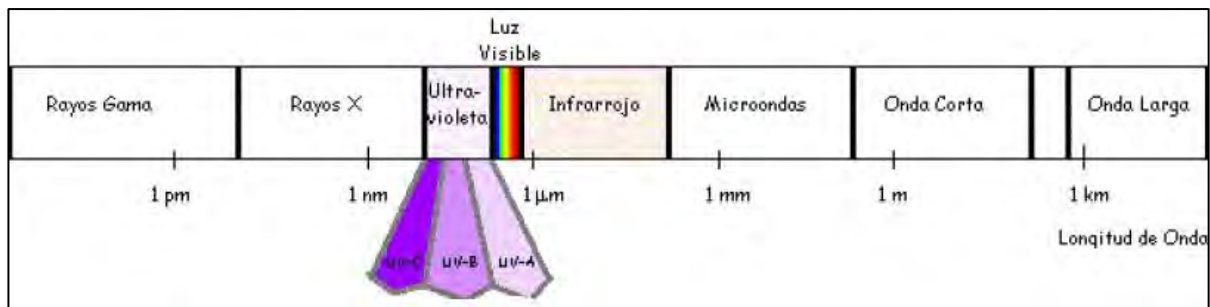


Figura 2. Espectro electromagnético de la radiación solar

Fuente: Vademécum REMER (2019)

2.2.2.1. Clasificación de la Radiación solar

Radiación directa: La radiación solar directa puede ser también reflejada y dispersada por la superficie de la Tierra o en la atmósfera. (Roa y Ortega, 2011)

Radiación difusa: Es la que proviene de cualquier dirección del cielo, exceptuando el disco solar, no produce sombras.

A la suma de estas radiaciones se la conoce como radiación global. La distribución de la radiación depende de las condiciones de la atmósfera. En días muy claros, la radiación directa puede llegar a ser del 85%, y en días cubiertos la radiación difusa sería el 100% de la radiación global. (Loayza, 2012, p.36).

2.2.2.2. Energía solar y radiación solar en el Perú

La energía que genera el sol es de $3,87 \times 10^{26}$ Joule por cada segundo, la misma que es radiada a todo el espacio en forma de calor y campo electromagnético o flujo de fotones o luz, la misma que llega a la Tierra durante todo el año en $4,03 \times 10^{24}$ Joules, los fotones que parten del sol recorren unos 500 segundos una distancia de 150 millones de kilómetros y al llegar a la superficie de la atmósfera terrestre con una intensidad de 1360 w^2 . (Almonacid y Ramírez, 2016)

La energía solar es el recurso energético con mayor disponibilidad en casi todo el territorio peruano. En términos generales, se dispone, en promedio anual, de 4 - 5

kWh/m²/día en la costa y selva, sierra de 5 - 6 kWh/m²/día, aumentando de norte a sur. (Almonacid y Ramírez, 2016).

2.2.2.2.1. Radiación solar en el Cusco

En el departamento del Cusco existe 2 estaciones meteorológicas (ubicadas en la Ciudad capital): En Kayra (Universidad Nacional del Cusco), y CORPAC, los que cuentan con instrumentos para medir la Radiación Solar Global. Existen otras estaciones en otras provincias como: Urubamba, Quillabamba, Sicuani, Espinar que registran horas de sol o brillo solar. (Zanabria, 2004, p.45). El Cusco tiene 13 provincias ubicadas en diferentes zonas.

En la **Zona 1**: Provincia del **Cusco**, Anta, Canchis con una media diaria anual de **5,2 kwh/m² /día**.

En la **Zona 2**: Provincias de Urubamba, Calca y Quispicanchis, con valores diarios anuales de **5,3 kwh/m² /día**.

En la **Zona 3**: Provincias de Chumbivilcas, Canas y Espinar con valor medio diario anual de **6,0 kwh/m² /día**.

En la **Zona 4**: Provincia de Quillabamba y las zonas de ceja de montaña de las Provincias de Calca, Paucartambo con valores medios anuales de **4,7 kwh/m² /día**. (Zanabria, 2004)

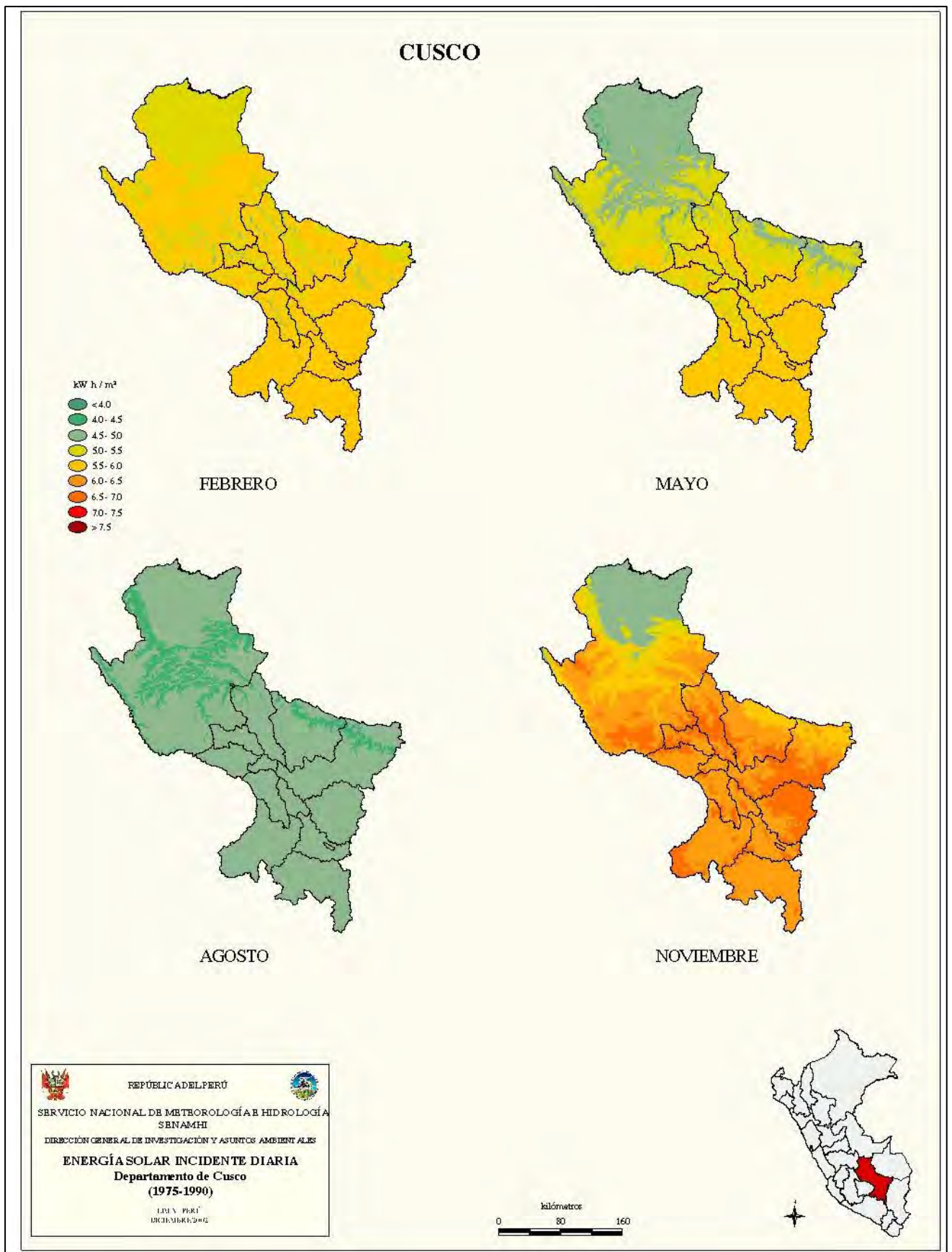


Figura 3. Energía solar incidente diaria Región Cusco.

Fuente: Delta Volt (2010-2019)

2.2.3. Zona bioclimática del Perú

Zona bioclimática: Define los parámetros ambientales de grandes áreas geográficas, la que se emplea para aplicar estrategias de diseño bioclimático de una edificación y obtener un confort térmico. Norma Técnica E.M. 110 (2014).

Tabla 4

Zonificación bioclimática del Perú

Zona bioclimática	Definición Climática
1	Desértico costero
2	Desértico
3	Interandino bajo
4	Mesoandino
5	Alto andino
6	Nevado
7	Ceja de montaña
8	Subtropical
9	Tropical húmedo

Fuente: (Norma Técnica E.M. 110, 2014).

Según la Tabla 4, se ubica al departamento del Cusco en la zona bioclimática número 4, denominada Mesoandino. Sabiendo donde se encuentra la ciudad del Cusco, se define la temperatura T , T_{\max} y humedad relativa (HR) promedio del aire.

Tabla 5

Valores de T y T_{\max} y humedad relativa media (HR) por zona bioclimática

Zona bioclimática	Valor de $T(^{\circ}C)$	Valor de $T_{\max}(^{\circ}C)$	Valor de HR (%)
1	18	30	80
2	24	33	70
3	20	30	50
4	12	21	50
5	6	15	50
6	0	-	50
7	26	31	70
8	22	31	70
9	27	32	70

Fuente: Norma Técnica E.M. 110 (2014).

2.2.4. Tecnologías de concentración solar

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que convierte la radiación solar en energía interna del fluido de trabajo y luego la convierte en energía eléctrica. El dispositivo más grande del concentrador es el colector el que absorbe la radiación solar incidente, la convierte en calor y lo transfiere a un fluido (normalmente aire, agua o aceite) que circula a través del colector solar. Hay básicamente dos tipos de colectores solares: no concentradores o estacionarios y de concentración (Kalogirou, 2009).

El receptor es un dispositivo que absorbe radiación y la convierte en energía térmica. Dentro de este hay un absorbedor, que es por donde circula el fluido de trabajo. Un reflector es un sistema óptico que refleja la radiación incidente del sol sobre un receptor. Hay dos orificios, uno es el orificio del concentrador y el otro es la entrada del receptor. La entrada del concentrador A_a es el plano a través del cual la radiación ingresa al concentrador. La apertura del receptor A_r , es el plano por el que entra la radiación reflejada del concentrador.

Para clasificar de forma correcta estos sistemas de concentración solar, es necesario definir un término fundamental en la tecnología solar térmica: la tasa de concentración que es la relación entre el área de apertura del concentrador y el área de apertura del receptor. Duffie & Beckman, (como se citó en Gonzales 2018).

La tasa de concentración se define mediante la Ecuación 2.2

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.2)$$

La Tabla 6 muestra los tipos de colectores solares de acuerdo a su tasa de concentración. Kalogirou (2009).

Tabla 6

Tipos de Colectores solares

Movimiento	Tipo de recolector	Tipo de absorbedor	Tasa de concentración	Rango de temperatura (°C)
Estacionario	Colector de placa plana (FPC)	Plano	1	30-80
	Colector de tubo evacuado (ETC)	Plano	1	50-200
	Colector parabólico compuesto (CPC)	Tubular	1-5	60-300
Seguimiento en un solo eje	Colector parabólico compuesto (CPC)	Tubular	5-15	60-300
	Reflector Lineal Fresnel (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Colector de canal cilíndrico (CTC)	Tubular	15-50	60-300
	Colector de canal parabólico (PTC)	Tubular	10-85	60-400

Fuente: Kalogirou (2009).

Existen dos métodos para rastrear el movimiento del sol. Uno es el **método “altazimut”**, en el que el dispositivo de seguimiento gira en altitud, así como en azimut, este método permite al concentrador seguir al sol exactamente. El segundo **método de rastreo es de un solo eje**: donde el colector rastrea al sol en una dirección, ya sea de este a oeste o de norte a sur. Kalogirou (2009).

2.2.4.1. Concentrador Solar Scheffler

Hace 25 años, el ingeniero Wolfgang Scheffler creó un tipo de concentrador solar capaz de generar altas temperaturas para distintos propósitos. A diferencia de otras tecnologías solares, el concentrador de Scheffler tiene un punto focal invariable fuera de la sección del paraboloide, mientras que, en otras tecnologías, el punto focal se desplaza con la posición del sol. Solo la sección del paraboloide formada por espejos se desplaza para captar la radiación directa del sol y concentrarla en un punto fijo. Los concentradores solares tipo Scheffler pueden variar en tamaño y área cubierta por la

sección del paraboloide, pudiendo ser de 2m^2 , 2.7 m^2 , 8m^2 , 10m^2 , dependiendo del propósito (Gutiérrez, 2005).

El concentrador solar o disco Scheffler es un disco creado por el físico Wolfgang Scheffler en 1986 para coleccionar energía solar. El fundamento de este tipo de disco parabólico es utilizar un segmento de un paraboloide, la cual tiene un foco fijo, mediante el corte de dicho paraboloide con un plano. Las ventajas de su uso son que tienen una curva de superficie flexible, un área focal no móvil (fijo), su absorbedor no genera sombra alguna en el reflector, incluyen simplicidad de instalación, mantenimiento y operación de los sistemas receptores, ya que generalmente éstos se encuentran cerca del nivel del suelo. (Gonzales, 2018).

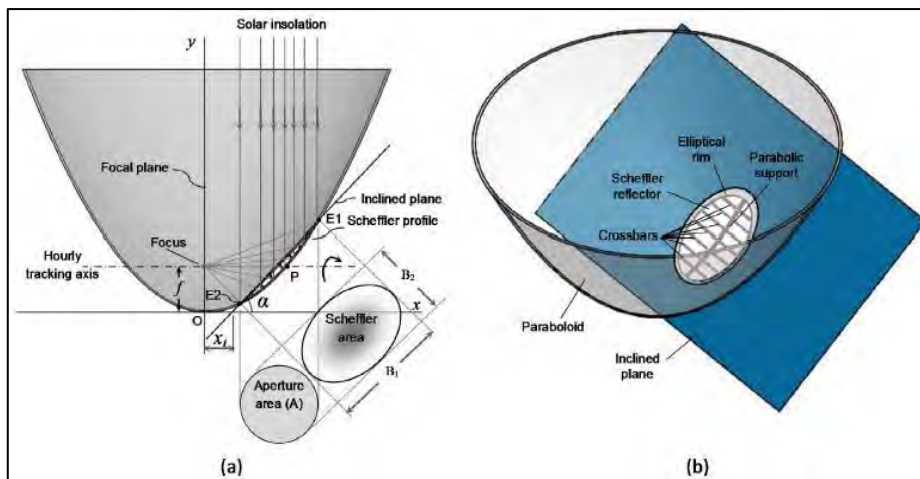


Figura 4. Esquema del disco Scheffler a) Paraboloide. b) corte del paraboloide cortado por un plano inclinado.

(Fuente: Gonzales (2018))

Para Gutiérrez (2005) el reflector en un concentrador Scheffler es una sección pequeña en la lateral de un paraboloide redondo más grande. La luz reflejada por esta sección incide lateralmente en el foco, que se encuentra ligeramente desplazado de la sección del paraboloide. El mecanismo de seguimiento solar gira el reflector de forma sincronizada con el sol y el foco se encuentra paralelo al eje de rotación de la Tierra para asegurar que no se mueva lateralmente en ninguna dirección (Ver figura 5).

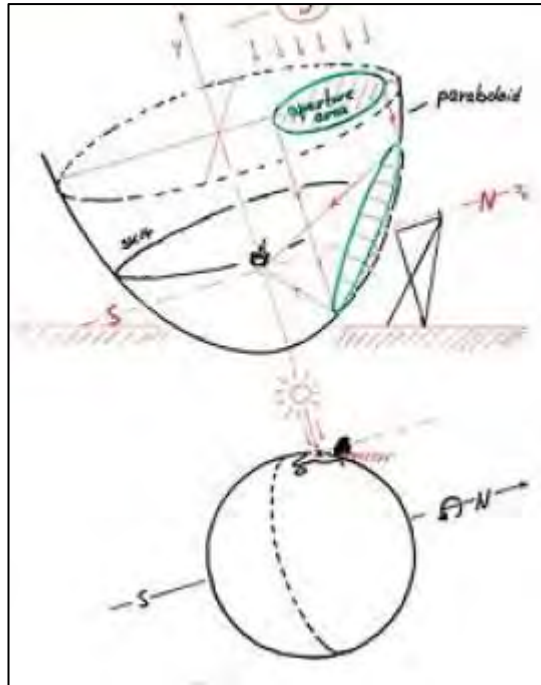


Figura 5 Paraboloide Scheffler

Nota. Tomado de Gutiérrez (2005)

2.2.4.1.1. Método para el seguimiento solar del disco Scheffler

Este se basa en el tiempo, no depende de la hora en la que amanece o atardece, el planeta tierra gira 360° sobre su eje, por lo tanto, $360^\circ/24h = 15^\circ$, lo que corresponde a un uso horario, visto desde la tierra el sol se mueve 15° cada hora. Se debe considerar mover el reflector 15° cada hora en 180° (que corresponden al día, porque que los otros 180° se encuentran de noche), haciendo las pruebas el recorrido se realiza en un ángulo menor o igual a 160° , que corresponde a las horas de luz disponible por el relieve geográfico del área. (Escalante, 2015)

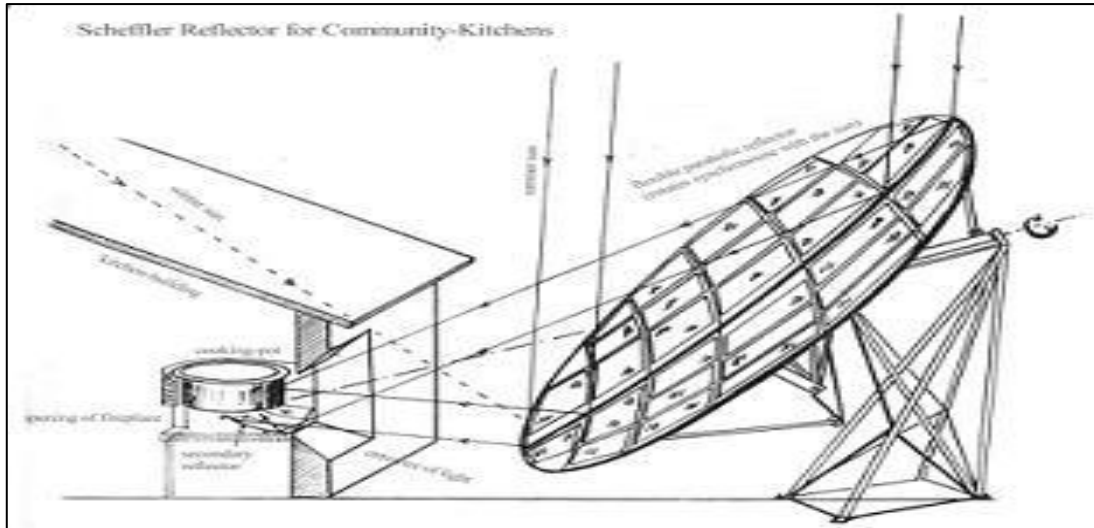


Figura 6. Concentrador solar Scheffler usado en cocina.

Fuente: Escalante (2015)

2.2.5. Secadores de Carne.

La deshidratación es una técnica antigua para la conservación de alimentos que ha sido ampliamente utilizada desde los albores de la humanidad. Actualmente, la industria de alimentos deshidratados es un sector importante en la industria alimentaria mundial, que incluye instalaciones de secado desde simples secadores solares hasta grandes y sofisticadas instalaciones. Hay una amplia variedad de productos deshidratados en el mercado, que van desde vegetales, frutas, carnes, pescados, cereales y productos lácteos, hasta salsas y sopas en polvo (Torres, 2002).

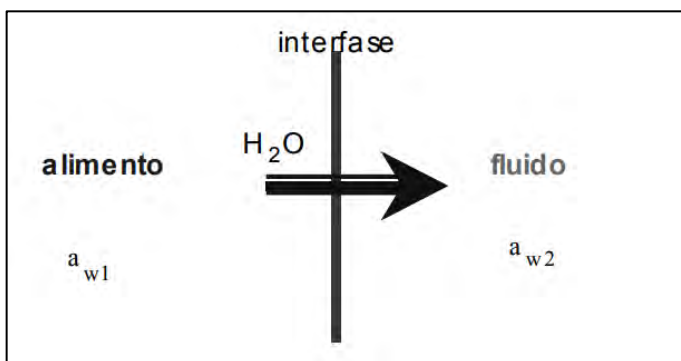


Figura 7 Representación esquemática de la fase alimento a fluido, donde se produce el transporte de agua durante la deshidratación debido al gradiente a_w .

Nota: Fuente: Torres (2002)

2.2.5.1. *Generación de aire caliente*

En los secadores de convección, los ventiladores impulsan el aire caliente a través del secador. Existe varias fuentes de energía que se utilizan para calentar el aire, entre las cuales el gas natural es una opción flexible y económica con la que se puede trabajar a altas temperaturas. El gas propano que es más costoso, pero tiene características similares al gas natural. La mayoría de los secadores utilizan vapor para calentar el producto que se está secando, evitando el contacto con los productos de combustión. (Torres, 2002).

2.2.6. Transferencia de calor

Esta transferencia se logra cuando existe un gradiente térmico o cuando se ponen en contacto dos sistemas con diferentes temperaturas. Cross (1999) la energía se transfiere de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura.

2.2.6.1. *Transferencia de calor por conducción*

Es producido por el medio material a través del contacto directo entre partículas, por diferencias de temperatura y mediante el movimiento de micropartículas.

El medio puede ser sólido, líquido o gaseoso, pero una conducción pura sólo se produce en líquidos y gases. Incropera (1999).

Cuando se consideran condiciones de estado estacionario con transferencia de calor unidimensional, el término "unidimensional" se refiere al hecho de que sólo se necesita una dirección de coordenadas para describir el proceso de transferencia de calor.

Por lo tanto, la transferencia de calor sólo se da en esa dirección coordenada y bajo condiciones estables como: La temperatura en cada punto es independiente del tiempo.

Transferencia de calor y termodinámica II (2019)

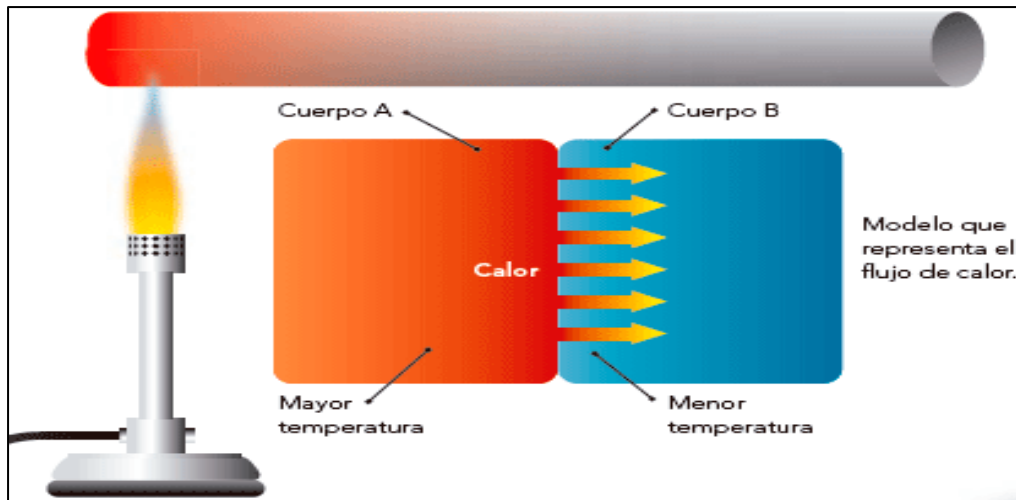


Figura 8. Transferencia de calor por conducción.

Fuente: Transferencia de calor y termodinámica II (2019)

2.2.6.1.1. Pared plana

Para la conducción unidimensional en una pared plana, la temperatura está en función de la coordenada “X”, donde se observa un gradiente de temperatura, por ello existirá transferencia de calor desde una zona de mayor temperatura hacia la zona de menor temperatura en la dirección coordenada “X”, como se observa en la figura 9.

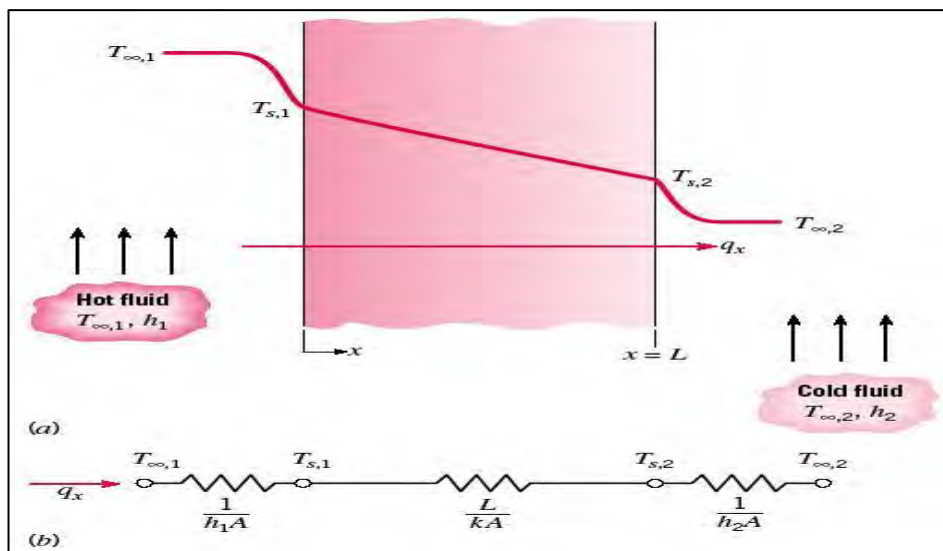


Figura 9. Transferencia de calor en una pared plana

Fuente: Incropera (1999)

Se muestra una pared, cuya sección transversal en la Figura 9 donde las superficies extremas están a temperaturas $T_{s,1}$ y $T_{s,2}$. Entre las superficies se formará un flujo de calor hacia las temperaturas decrecientes, si $T_{s,1} > T_{s,2}$, hacia la derecha. Entonces se dice que el calor (potencia calorífica) se transfiere por conducción, se da para sistemas con un gradiente térmico, entre sus partículas no hay movimiento macroscópico. La conducción se da en los sólidos, y cuando no existe movimiento también es posible en fluidos. Usando la Ley de Fourier para la transferencia de calor por conducción se tiene Incropera (1999):

$$\mathbf{q} = -A \cdot k \cdot \nabla T \quad (2.3)$$

Tenemos:

$$q_x = -KA \frac{dT}{dx} = \frac{KA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.4)$$

Donde:

- A es el área de la pared normal con dirección de la transferencia de calor.
- k es la conductividad térmica, característica de la sustancia que varía con la temperatura y su unidad es:

$$[k] = \frac{w}{m^\circ C} = \frac{w}{mK}$$

- L espesor de la pared (m), y $T_{s,1}$ y $T_{s,2}$ son temperaturas superficiales de la pared.

El flujo de calor (w/m^2) es entonces:

$$q_x'' = \frac{q_x}{A} = \frac{K}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.5)$$

La transferencia de calor q_x , como el flujo de calor q_x'' no dependen de x.

2.2.6.1.2. Resistencia térmica por contacto

De la analogía de la difusión de calor y la carga eléctrica se puede asociar una resistencia térmica a la conducción de calor.

La resistencia térmica de conducción se usa para explicar el efecto de la interfaz sobre la transferencia de calor. Se observa que $R_{t,cond}$, indica la resistencia térmica por contacto por unidad de área. Cengel (2007)

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{KA} \quad (2.6)$$

2.2.6.1.3. Pared compuesta

En el caso de paredes compuestas también es usada la analogía de circuitos eléctricos para obtener circuitos térmicos equivalentes, teniendo en cuenta las resistencias térmicas de cada sección, según la variación de capas de acuerdo al material en su composición, todo este análisis se da para transferencia unidimensional en estado estable y para este caso en particular se considera un sistema en serie, como se indica en la figura 12. (Incropera, 1999)

Se considera T_1-T_4 la diferencia total de temperatura en el proceso de transferencia de calor y $\sum R_i$ la sumatoria de las resistencias térmicas del sistema, de donde, la transferencia de calor unidimensional sería:

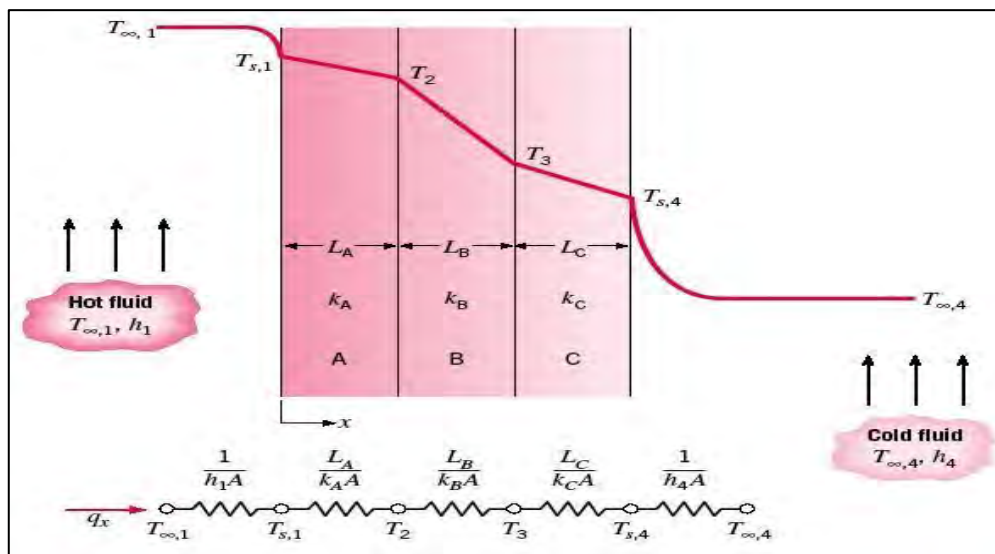


Figura 10. Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie.

Fuente: Incropera (1999)

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum R_i} \quad (2.7)$$

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\left[\left(\frac{1}{h_1 A} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B A} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C A} \right) + \left(\frac{1}{h_4 A} \right) \right]} \quad (2.8)$$

De manera alternativa, la transferencia de calor se relaciona con la diferencia de temperatura y la resistencia térmica asociadas con cada elemento. (Incropera, 1999) Por ejemplo:

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A} \right)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{\left(\frac{L_A}{K_A A} \right)} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L_B}{K_B A} \right)} = \dots \quad (2.9)$$

Para sistemas compuestos es mejor considerar un coeficiente global de transferencia de calor, U, que se define análogamente a la ley de enfriamiento de Newton. (Incropera, 1999)

$$q_x = UA\Delta T \quad (2.10)$$

Donde ΔT : diferencia total de temperatura. El coeficiente global U se relaciona con la resistencia térmica total, se tendría $UA = 1/R_{total}$. En general, se puede escribir:

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (2.12)$$

2.2.6.1.4. *Sistemas radiales: El cilindro*

Existen dos tipos de sistemas radiales, los cilíndricos y los esféricos los que donde sus gradientes de temperatura se dan en dirección radial, el proceso de transferencia de calor se considera como unidimensional. Su ecuación de calor:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.13)$$

Con la ley de Fourier se expresa la rapidez a la que la energía circula través de una superficie cilíndrica:

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (2.14)$$

Siendo $A = 2\pi rL$, el área normal a la dirección de la transferencia de calor

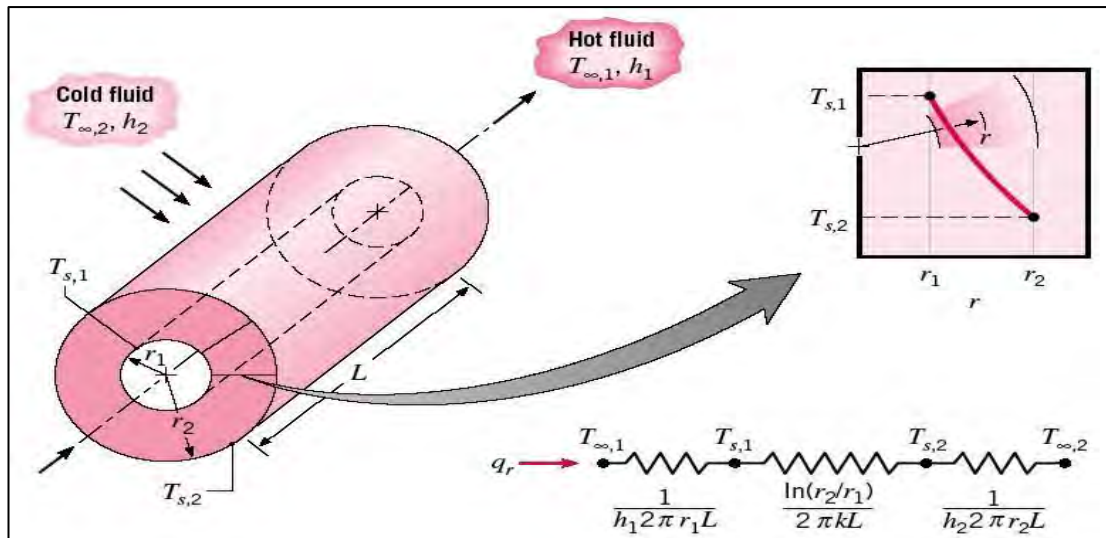


Figura 11. Cilindro hueco con condiciones conectivas en la superficie

Fuente: (Incropera,1999).

Con la ley de Fourier se expresa la transferencia de calor para una longitud anular “L”.

$$q_r = 2\pi r L k \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.15)$$

También para una conducción radial cilíndrica la resistencia térmica tiene la forma siguiente.

$$R_{t,cond} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L k} \quad (2.16)$$

2.2.6.2. Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección consta de dos fases. El primero, es la transferencia de calor debido al movimiento molecular, a la que se añade la transferencia de energía por movimiento de partes del fluido las que se mueven producidas por una fuerza externa, se diría por su gradiente de densidad (**convección natural**), o por diferencia de presión que se produce de forma mecánica (**convección forzada**) también por la combinación de estas.

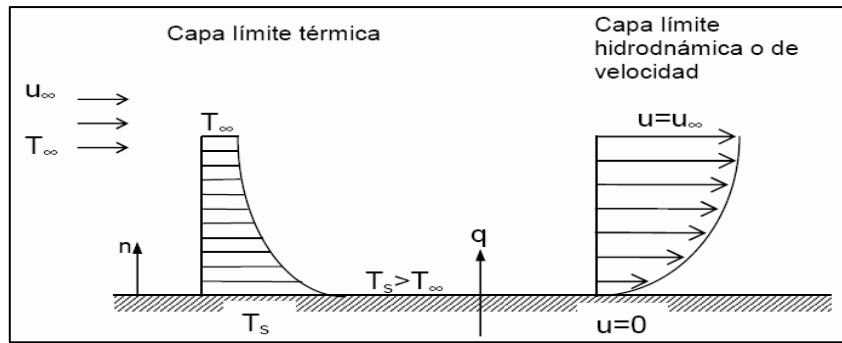


Figura 12. Capas de límite hidrodinámico y térmico.

Fuente: Incropera (1999)

Además, si la temperatura T_{∞} de la corriente que incide es diferente de la temperatura T_s de la superficie, dará lugar a un espacio donde la temperatura del fluido evoluciona desde T_s , junto a la placa, hasta T_{∞} en puntos lo suficiente lejos de ella.

$$q = h A (T_s - T_{\infty}) \quad \text{Superficie} \rightarrow \text{fluido} \quad (2.17)$$

$$q = h A (T_{\infty} - T_s) \quad \text{Fluido} \rightarrow \text{superficie} \quad (2.18)$$

Donde:

- **A:** Área de transferencia de calor.
- **T_s, T_{∞} :** Temperatura superficial y temperatura de la corriente libre del fluido.
- **h:** **Coficiente de película o coeficiente de convección**, es la potencia térmica que es transferida por unidad de área de la superficie, donde la diferencia de temperatura entre la superficie y la corriente libre de 1°C ($=1\text{ K}$). **h** es dependiente de la geometría (o forma) de la superficie y de la hidrodinámica del flujo sobre la superficie. Incropera (1999). La unidad de h es:

$$[h] = \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} = \frac{W}{m^2 \cdot \text{K}}$$

Al realizar pruebas experimentales se demostró que la convección depende de factores físicos propios de cada fluido los que se usan en la transferencia de calor, como la viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k), densidad(ρ), y calor específico

(C_e) del fluido, además de estas, depende mucho de la velocidad del fluido sea este de régimen turbulento o laminar, la transferencia de calor por convección depende de varias variables.

2.2.6.2.1. Número de Nusselt

El número de Nusselt se define:

$$N_u = \frac{h L_c}{k} \quad (2.19)$$

Donde: k es la conductividad térmica del fluido y L_c es la longitud característica, el número de Nusselt es adimensional, es un coeficiente de transferencia de calor por convección.

Para explicar este número utilizaremos la figura en la cual se observa un fluido de espesor “ L ” y diferencia de temperaturas $\Delta T = T_2 - T_1$, la transferencia de calor se dará por convección cuando el fluido presente movimiento, y cuando el fluido se encuentre en reposo (velocidad igual a cero) la transferencia de calor será por conducción, para cualquier caso la transferencia de calor por unidad de área y unidad de tiempo será:

$$Q_{conv} = h \Delta T \quad ; \text{ Ley de enfriamiento de Newton.} \quad (2.20)$$

$$Q_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad ; \text{ Ley de Fourier.} \quad (2.21)$$

Al dividir ambas expresiones se tiene:

$$\frac{Q_{conv}}{Q_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h L}{k} = N_u \quad (2.22)$$

Esta relación nos presenta la transferencia de calor por convección a través de un fluido en comparación con la transferencia de calor por conducción sobre la misma capa, entonces se afirma que la transferencia de calor funciona para valores del número de

Nusselt altos ($1 <$), y si $Nu = 1$, se afirma que el fluido está en reposo y que la transferencia de calor por convección se asemeja a la transferencia de calor por conducción. (Incropera, 1999)

2.2.6.2.2. *Número de Prandtl*

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección, se debe definir conceptos sobre capas límites de velocidad y térmica, y una forma más eficiente de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es mediante de este parámetro adimensional “Número de Prandtl”, que es la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad del calor, como sigue: (Incropera, 1999)

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cant. de movmto.}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.23)$$

Los números de Prandtl para el aire se hallan próximos a la unidad, lo que indica que la temperatura y la cantidad de movimiento desaparecen casi a la misma velocidad, el valor de este número de Prandtl, Pr para metales líquidos tiene menor valor que la unidad, ya que la velocidad de difusión de calor es más rápida comparada con la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento, y presenta valores de 10 000 a más para los aceites pesados, ya que la difusión de la cantidad de movimiento es más rápida comparada con la difusión de calor. (Incropera, 1999)

2.2.6.2.3. *Numero de Reynolds*

Para estudiar los flujos laminares y turbulentos se ha ejecutaron muchos experimentos detallados para determinar algunos factores de transición de flujo laminar a turbulentos como son, la configuración geométrica de la superficie, la velocidad del fluido, la temperatura sobre el fluido y del tipo fluido, entre otras cosas, Osborn

Reynolds en la década de 1880, encontró que el flujo de un fluido depende de forma primordial de la razón de las fuerzas de inercia sobre las fuerzas viscosas del fluido en estudio. Esta razón es conocida como el Número de Reynolds, la que es una cantidad adimensional y para un fluido externo se puede definir como:

$$\mathbf{R_e} = \frac{\mathbf{Fuerzas\ de\ Inercia}}{\mathbf{Fuerzas\ Viscosas}} = \frac{\mathbf{VL_c}}{\mathbf{v}} = \frac{\mathbf{\rho\ VL_c}}{\mathbf{\mu}} \quad (2.24)$$

Siendo V la velocidad de la corriente superior la que es semejante a la velocidad de la corriente libre sobre una placa plana, L_c es la longitud característica de la configuración geométrica y $v = \frac{\mu}{\rho}$; es la viscosidad cinemática del fluido, la distancia característica, es la distancia desde el borde de ataque. (Incropera, 1999)

2.2.6.3. *Convección atendiendo a la naturaleza del flujo.*

Convección forzada.

En algunas aplicaciones de enfriamiento y calentamiento, es clásico usar el flujo de gas y líquidos en ductos y tuberías. En ellas, se fuerza al fluido a desplazarse por medio de un ventilador o bomba por un tramo de tubo o ducto que es suficientemente largo como para realizar la transferencia deseada de calor. (Cengel, 2007)

Entonces las cantidades de flujo son usadas para determinar la potencia de bombeo necesaria y la longitud que requiere el tubo. Se observa una diferencia primordial entre los flujos interno y externo, el fluido presenta una superficie libre entonces como consecuencia, la capa límite sobre la superficie del cuerpo sólido puede crecer en forma indefinida. El número de Reynolds para el flujo interno y el diámetro hidráulico se definen como: Cengel (2007)

$$\mathbf{R_e} = \frac{\mathbf{\rho\ V_{prom}\ D}}{\mathbf{\mu}} = \frac{\mathbf{V_{prom}\ D}}{\mathbf{v}} \quad \mathbf{y} \quad \mathbf{D_h} = \frac{\mathbf{4A_c}}{\mathbf{P}} \quad (2.25)$$

El flujo de un fluido en un tubo es de tipo laminar para $Re \leq 2\,300$, y de flujo turbulento para $Re \geq 10\,000$, se dice también que se encuentra en transición entre esos valores.

Si $Q_s = \text{constante}$, entonces la razón de la transferencia de calor se expone como:

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (2.26)$$

Para $T_s = \text{Constante}$, se tiene:

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{lm} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (2.27)$$

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{h A_s}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.28)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_i - T_e}{\ln\left[\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln\left[\frac{\Delta T_e}{\Delta T_i}\right]} \quad (2.29)$$

Si el flujo de fluido es laminar en la región de entrada, con una temperatura superficial constante, se observa para:

Un Tubo circular:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re Pr\right]^{2/3}} \quad (2.30)$$

Para el flujo turbulento completamente desarrollado con superficies lisas, se tiene:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \text{con: } \begin{cases} n = 0.4 & \text{para calentamiento del fluido} \\ n = 0.3 & \text{para enfriamiento del fluido} \end{cases} \quad (2.31)$$

2.2.6.3.1. Transferencia de masa por convección

En *régimen laminar*: La transferencia de masa molecular estará presente en este tipo de transferencia de masa y será de importancia, la transferencia completa de masa se lleva a cabo por medios moleculares

En el *Régimen Turbulento*: en este tipo de transferencia se manifiesta además de la transferencia molecular un movimiento físico de paquetes de materia transportada por los remolinos que se encuentran en el flujo. Cengel (2007)

En los procesos de transferencia de masa es necesaria la presencia de regiones que contengan composiciones químicas diferentes y de esta forma se produzca el movimiento de especies químicas diferentes, de las regiones de alta concentración hacia las de baja concentración, la fuerza que impulsa este proceso es la diferencia de concentración.

Para el estudio de la transferencia de masa se utiliza la llamada ley de Fick, que define la razón de la difusión de una sustancia química en el espacio de una mezcla ya sea esta líquida, gaseosa o sólida la que será proporcional al gradiente de concentración de la especie en la mezcla, siendo:

$$\dot{m}_f = h_{masa} * A_s * (\rho_{v,s} - \rho_{v,\infty}) \quad (2.32)$$

El valor de mayor complejidad es el Coeficiente de transferencia de masa convectivo (h_{masa}), pero su valor depende del coeficiente de convección para la transferencia de calor. Incropera (1999)

2.2.6.4. Transferencia de calor por radiación

El desplazamiento de la radiación térmica no necesita de un medio material, como si es necesario en la conducción y para la convección; en cambio, la transferencia de la radiación es mejor, más eficiente en el vacío.

La Radiación se define por ley de Stefan-Boltzmann, la que expresa que: la potencia térmica q [W] que emite un cuerpo de área A y temperatura superficial T_s se describe por:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \quad (2.33)$$

En la forma de calor radiante, la cantidad de energía que abandona una superficie depende de la temperatura absoluta y además de la composición de la superficie. Holman (1999).

2.2.6.5. *Temperatura*

La temperatura es una propiedad inherente de los cuerpos, por ello su medida es el mismo siempre que se encuentre en equilibrio térmico. El Principio cero de la termodinámica nos menciona que: Si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, también estos dos estarán en equilibrio entre sí cuando se pongan en contacto térmico. Holman (1999)

2.2.6.6. *La conducción de calor bidimensional*

Cuando existe transferencia de calor en estado estacionario en sistemas donde los gradientes de temperatura y área se pueden expresar en forma de coordenadas espaciales. Entonces para los estados estacionarios, se aplica la ecuación de Laplace. Cengel (2007):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2.34)$$

El objetivo de cualquier análisis de transferencia de calor es casi siempre predecir el flujo de calor, o la temperatura que resulte de un cierto flujo de calor. Al solucionar la ecuación de Laplace esta describe la temperatura de un cuerpo que es de forma bidimensional, en función de las coordenadas espaciales independientes “X” e “Y”. De aquí el flujo de calor en las direcciones “x” y “y” puede hallarse de las ecuaciones de Fourier.

$$q_x = -kA_x \frac{\partial T}{\partial x} \quad y \quad q_y = -kA_y \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.35)$$

Sobre un punto del material el flujo de calor total es la resultante de las q_x y q_y en ese mismo punto. Entonces, el vector de flujo total está dirigido de forma perpendicular a la temperatura constante sobre el material. Si la temperatura sobre el material es medida o conocida, se describe el flujo de calor con facilidad.

Para resolver la ecuación de Laplace se debe plantear el método de separación de variables. Lo importante o relevante de este método es que se supone que su solución toma forma de producto de dos variables:

$$T = XY \quad (2.36)$$

Dónde: $x = X(x)$ y $y = Y(y)$

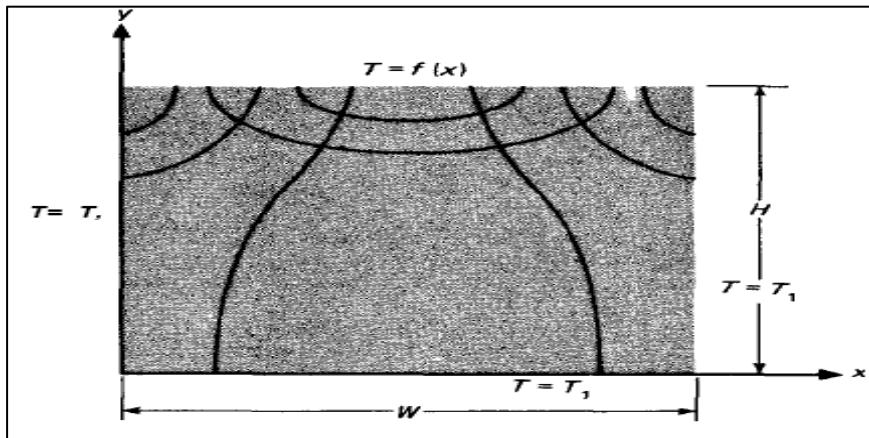


Figura 83. Líneas isotérmicas y de flujo de calor en una placa rectangular
Fuente: Holman (1999).

Al aplicar las condiciones de frontera para determinar la forma de las funciones X y Y. Al inicio se debe tomar en cuenta las condiciones de frontera usando la distribución de la función seno de temperatura aplicada hacia el borde superior de la placa. Como se observa:

$$T = T_1 \quad \text{en } y = 0$$

$$T = T_1 \quad \text{en } x = 0$$

$$T = T_1 \quad \text{en } x = W$$

$$T = T_m \operatorname{sen}\left(\frac{\pi x}{W}\right) + T_1 \quad \text{en } y = H$$

Esquema que muestra el flujo de calor en dos dimensiones.

Líneas isotérmicas y de flujo de calor en una placa rectangular.

$$-\frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{Y} \frac{d^2 Y}{dy^2} \quad (2.37)$$

Vemos que cada lado es independiente del otro ya que x y y son variables independientes. Entonces podemos obtener dos ecuaciones diferenciales ordinarias en términos de esta constante.

$$\frac{d^2 X}{dx^2} + \lambda^2 X = 0 \quad \text{y} \quad \frac{d^2 Y}{dy^2} - \lambda^2 Y = 0 \quad (2.38)$$

Aquí, λ^2 es la constante de separación. Su medida se determina a partir de sus condiciones de frontera del sistema, y esta dependerá del signo de λ^2 , es más fácil manejar el álgebra cuando se realiza la siguiente sustitución:

$$\theta = T - T_1$$

$$\operatorname{sen} \lambda W = 0$$

$$\lambda = \frac{n\pi}{W}$$

Por lo tanto, la solución final es:

$$T = T_m \frac{\operatorname{senh} \frac{\pi y}{W}}{\operatorname{senh} \frac{\pi H}{W}} \operatorname{sen}\left(\frac{\pi x}{W}\right) + T_1 \quad (2.39)$$

Considerando condiciones de frontera tenemos:

$$T - T_1 = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \operatorname{sen}\left(\frac{n\pi x}{W}\right) \operatorname{senh}\left(\frac{n\pi y}{W}\right)$$

$$T_2 - T_1 = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \operatorname{sen}\left(\frac{n\pi x}{W}\right) \operatorname{senh}\left(\frac{n\pi H}{W}\right)$$

Y la solución final se expresa como:

$$\frac{T - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1} + 1}{n} \operatorname{sen} \left(\frac{n\pi x}{W} \right) \frac{\operatorname{senh} \left(\frac{n\pi y}{W} \right)}{\operatorname{senh} \left(\frac{n\pi H}{W} \right)} \quad (2.40)$$

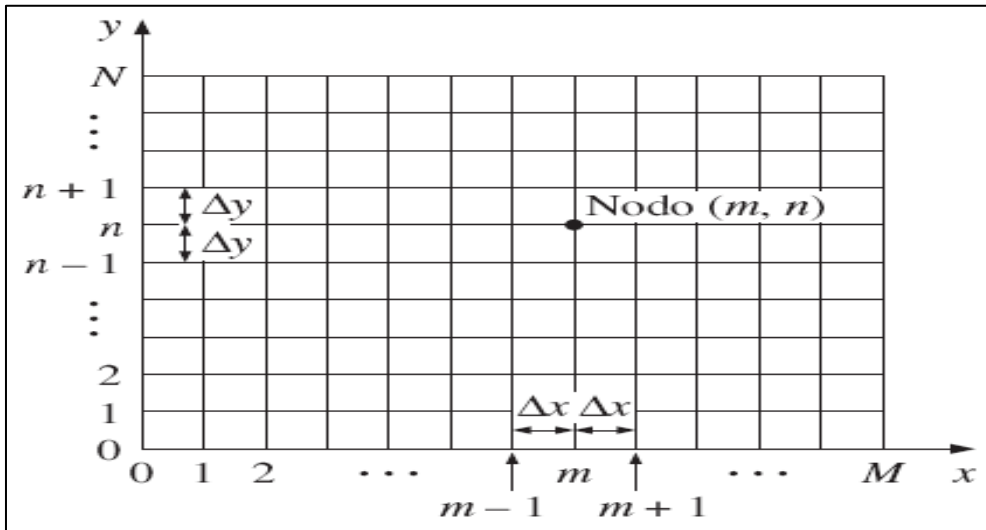


Figura 9. Red nodal para la formulación en diferencias finitas de la conducción bidimensional, en coordenadas rectangulares.

Fuente: Cengel (2007).

2.2.6.7. Conducción bidimensional en estado estacionario planteado en diferencias finitas.

Considere la región rectangular en la cual se considera significativa la conducción de calor en las direcciones “x” y “y” que se divide sobre una malla de forma rectangular de puntos nodales, con desviaciones Δx y Δy para cada dirección respectivamente, en la figura 15 se observa que la profundidad unitaria de $\Delta z = 1$ en la dirección “z”, para el conteo de los nodos se seguirá la notación de subíndice doble (m,n), donde $m = 0,1,2 \dots, M$ para el caso del conteo en la dirección “x”, y $n = 0,1,2 \dots, N$ para el caso del conteo en la dirección “y”, en tal caso la temperatura en el nodo (m,n) se designa con $T(m,n)$. Holman (1999)

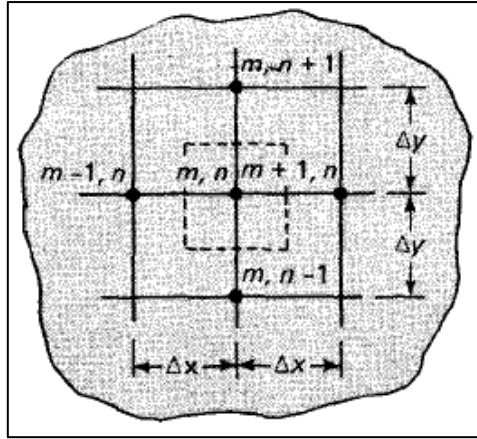


Figura 15. Elemento de volumen de un nodo interior general (m, n).
Fuente: Holman (1999)

Se observa que en la posición m se indica el incremento en x y las n van a representar el incremento en y. Se requiere hallar las temperaturas en alguno de estos puntos nodales dentro del cuerpo, para esto se hará uso de la ecuación:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2.41)$$

Para resolver esta ecuación se usan diferencias finitas para poder realizar incrementos diferenciales sobre coordenadas de temperatura y espacio; y nuestra aproximación será más exacta si se elige incrementos finitos, así será más próxima la distribución de temperatura. se pueden escribir de la manera siguiente para los gradientes:

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} &\approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n} &\approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n+\frac{1}{2}} &\approx \frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{\Delta y} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n-\frac{1}{2}} &\approx \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} \end{aligned}$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{m,n} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} - \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n}}{\Delta x} = \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} \quad (2.42)$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right|_{m,n} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n+\frac{1}{2}} - \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n-\frac{1}{2}}}{\Delta y} = \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} \quad (2.43)$$

Entonces:

$$\frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} = 0 \quad (2.44)$$

Donde se hace, $\Delta x = \Delta y$

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n} = 0 \quad (2.45)$$

Si observamos la ecuación ultima 2.45 que establece simplemente que el flujo de calor total dentro de cualquier nodo es cero esto para las condiciones de estado estacionario.

2.2.6.8. Nodo Frontera

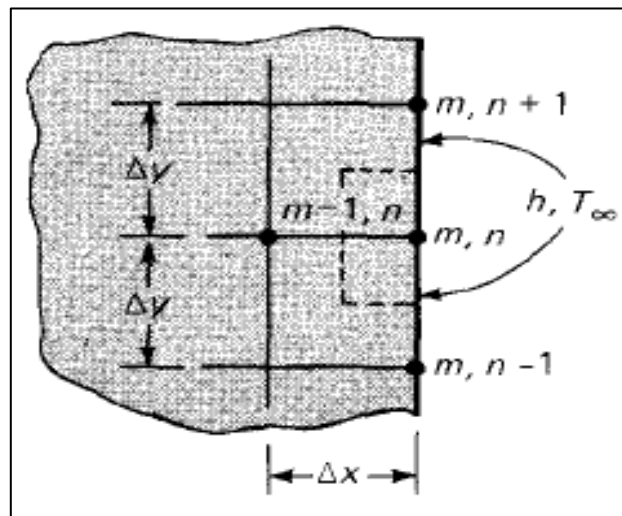


Figura 10. Elemento de volumen a convección, nodo de frontera (m, n).
Fuente: Holman (1999)

Si el cuerpo solido es expuesto sobre alguna condición de frontera de convección, se debe calcular de forma diferente las temperaturas en la superficie.

El balance de energía en el nodo (m, n) es:

$$-k\Delta y \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} - k \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m,n+1}}{\Delta y} - k \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} = h\Delta y(T_{m,n} - T_{\infty}) \quad (2.46)$$

Se puede hacer, $\Delta x = \Delta y$, la temperatura de frontera esta expresada como:

$$T_{m,n} \left(\frac{h\Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h\Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) = 0 \quad (2.47)$$

Esta ecuación se puede usar en superficies planas que se encuentran expuestas a condiciones de frontera de convección. Esta ecuación no se puede aplicar en situaciones diferentes, por ejemplo, en una pared aislada o una esquina que se encuentra a condiciones de frontera de convección. Se puede observar que la sección del vértice tiene un flujo de calor en la frontera:

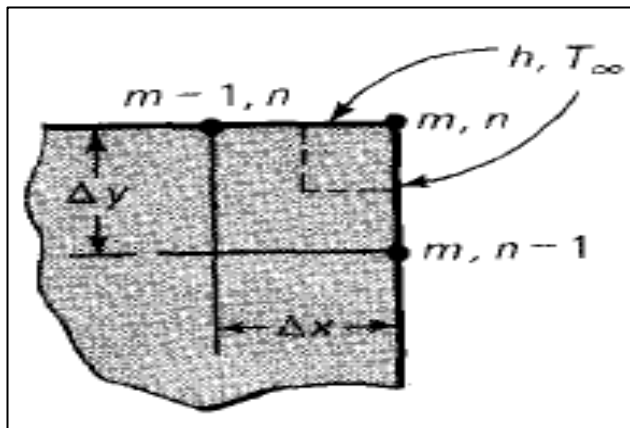


Figura 17. Elemento de volumen a convección en un vértice frontera (m, n).

Fuente: Holman (1999).

$$-k \frac{\Delta y}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} - k \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} = h \frac{\Delta x}{2} (T_{m,n} - T_{\infty}) + h \frac{\Delta y}{2} (T_{m,n} - T_{\infty})$$

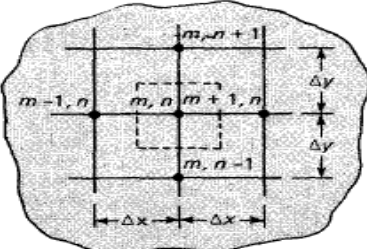
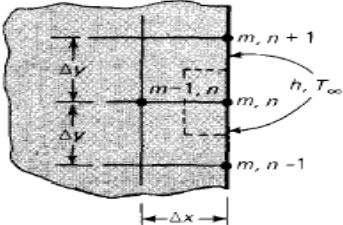
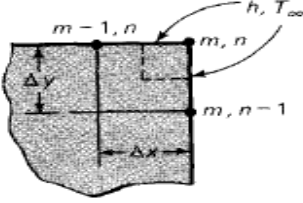
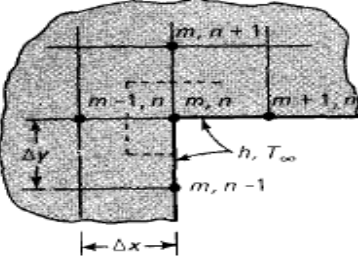
Si, $\Delta x = \Delta y$

$$2T_{m,n} \left(\frac{h \Delta x}{k} + 1 \right) - 2 \frac{h \Delta x}{k} T_\infty - (T_{m-1,n} + T_{m,n-1}) = 0 \quad (2.48)$$

A continuación, se tratan algunas condiciones de frontera:

Tabla 7

Fórmulas nodales para cálculos de diferencia finita

Situación física	Ecuación nodal para incrementos iguales en x y y
(a) Nudo interior	$0 = T_{m+1,n} + T_{m,n+1} + T_{m-1,n} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n}$
	
(b) Nudo de frontera de convección	$0 = \frac{h \Delta x}{k} T_\infty + \frac{1}{2} (2T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) - \left(\frac{h \Delta x}{k} + 2 \right) T_{m,n}$
	
(c) Vértice exterior con frontera de convección	$0 = 2 \frac{h \Delta x}{k} T_\infty + (T_{m-1,n} + T_{m,n-1}) - 2 \left(\frac{h \Delta x}{k} + 1 \right) T_{m,n}$
	
(d) Vértice interior con frontera de convección	$0 = 2 \frac{h \Delta x}{k} T_\infty + 2T_{m-1,n} + 2T_{m,n+1} + T_{m+1,n} + T_{m,n-1} - 2 \left(3 + \frac{h \Delta x}{k} \right) T_{m,n}$
	

Fuente: Holman (1999)

CAPITULO III: DISEÑO CONCEPTUAL

Este capítulo presenta un diseño conceptual del sistema a diseñar, teniendo en cuenta un requisito o una lista de requisitos que cumplirían ciertos criterios de diseño y requisitos del sistema. Además, se obtendrá una matriz morfológica considerando 3 enfoques para desarrollar un sistema de secado y luego proponer un desarrollo experimental, se describirán 3 conceptos de solución y sus dibujos detallados asociados. Finalmente se realizará el diseño de la cámara de calentamiento y de deshidratación.

3.1. Recurso Solar

3.1.1. Ubicación Geográfica

El presente trabajo de investigación tiene como ubicación geográfica la Provincia del Cusco, distrito de Poroy cuyas coordenadas son 13°30'18.55" S, 72°1'36.16" W con una altitud de 3689 m.n.s.m. Google Earth (2019), lugar donde se realizará todas las pruebas.

3.1.2. La presión atmosférica a la altitud de 3689 msnm es:

$$496 \text{ mm Hg} = 0.6613 \text{ bar} = 0.6526 \text{ atm} = 67433 \text{ m.c.a.} = 66124.695 \text{ Pa}$$

Datos extraídos del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI).

3.1.3. Radiación Solar en el Cusco

Siendo indispensable la Radiación solar, se tomó en cuenta los trabajos de investigación realizados por Carpio y Chiclla en su tesis “Diseño y construcción de un motor Stirling, con energía solar como fuente de poder” donde realizan comparaciones de las medidas de radiación solar con un estudio anterior de datos realizados en la ciudad del Cusco por Pedro Zanabria Pacheco, que en su artículo científico menciona otras formas de evaluación de la energía solar, y determinan que la **Radiación Solar promedio en la ciudad del Cusco** es de **4.7 Kw/m²**

3.1.4. Población y Muestra

3.1.4.1. Población

La población para el presente trabajo de investigación será la carne de alpaca, las temperaturas y humedad relativa (medidas en el interior del sistema de secado).

3.1.4.2. Muestra

Se tomará una muestra 5 Kilos de carne de alpaca y se escogerán temperaturas necesarias para el secado de la carne, así como también la humedad dentro del sistema de todas las mediciones realizadas del interior del sistema de secado artificial. Se escoge esta muestra porque en el mercado existe la comercialización de cámaras de deshidratación de sólidos para esta capacidad de carne. Además, se tiene como factor limitante el tamaño y costo de construcción del equipo y no la disponibilidad de la materia prima.

3.2. Metodología VDI

En esta parte se expone todas las consideraciones que se tomaran en cuenta y forman parte del diseño y para la construcción del módulo experimental, de igual forma se describe las características y funciones, para lo cual se usará el Método Morfológico basado en la norma VDI 2221, para lo cual se cumplirá las exigencias dadas en la presente metodología que el diseño debe cumplir, para entender mejor la problemática y de esta forma evaluar las posibles soluciones y entre ellas escoger la solución óptima que resuelva nuestro problema.

3.2.1. Lista de exigencias

En la tabla 8 se presenta la lista de exigencias y la descripción de cada una, para poder entender de mejor manera el problema que se quiere solucionar, no sin antes asumir el problema de forma crítica teniendo en cuenta que nuestra necesidad principal es el secado de la carne de alpaca o la obtención de charqui de alpaca.

Como también se tomó en consideración una parte importante de este punto averiguar el estado de la tecnología, el cual se vera detalladamente en el capítulo económico, viendo así tecnología parecida utilizando diferente fuente de energía.

Tabla 8
Lista de Exigencias

Lista de exigencias			
N°	Característica	Deseo o Exigencia	Descripción
1	Función principal	E	<ul style="list-style-type: none"> • El prototipo secará carne de alpaca hasta volverlo en charqui. • El equipo debe de incrementar la temperatura del aire hasta 60 °C. • El equipo debe de reducir el tiempo de secado de la carne.
2	Requerimiento	E	<ul style="list-style-type: none"> • El equipo deberá tener una capacidad de producción máximo de 5 Kg. de producto fresco que ingresara a la cámara de secado.
3	Geometría	E	<ul style="list-style-type: none"> • El equipo debe aprovechar de forma adecuada la energía proporcionada por los concentradores solares. • El prototipo debe ser construido con medidas adecuadas para su fácil montaje, desmontaje y transporte.
4	Materiales	E	<ul style="list-style-type: none"> • Los materiales usados deben de ser de fácil adquisición y en el mercado local. • Los materiales utilizados serán de baja densidad para no sobre cargar el sistema.
5	Fabricación	E	<ul style="list-style-type: none"> • La fabricación debe de realizarse en talleres locales. • La fabricación se realizará con materiales posibles de encontrar en el medio local y de fácil adquisición.
6	Ergonomía	D	<ul style="list-style-type: none"> • El equipo debe de ser de fácil operación y cómoda. • En los procesos de calentamiento y secado todo el equipo estará al alcance y fácil maniobrabilidad del operador,
7	Seguridad	E	<ul style="list-style-type: none"> • El uso del equipo no pondrá en riesgo al usuario bajo ninguna circunstancia de forma física ni emocional.

			<ul style="list-style-type: none"> • El sonido producido por la maquina deberá de estar bajo los estándares de la NTP 270.
8	Mantenimiento	D	<ul style="list-style-type: none"> • El mantenimiento de todo el sistema de secado solar debe ser realizado por personal usuario mas no por personal especializado. • El prototipo será construido tal que cada cámara será de fácil limpieza como también contará con piezas fácilmente reemplazables.
9	Montaje	E	<ul style="list-style-type: none"> • El montaje debe ser sencillo y de fácil entendimiento para el personal usuario.
10	Costos	E	<ul style="list-style-type: none"> • Debe de ser competitivo con el costo de equipos similares en el mercado.
11	Transporte	D	<ul style="list-style-type: none"> • Debe de ser de fácil transporte. • El prototipo de secado solar será desarmable para favorecer a su transporte seguro y cómodo.
12	Energía	E	<ul style="list-style-type: none"> • El prototipo debe de aprovechar la energía solar para secar carne de alpaca. • Se debe emplear aire el cual contara con una energía cinética adecuada para nuestro proceso.
13	Innovación	D	<ul style="list-style-type: none"> • El sistema deberá ser innovador e incentivar la creación de nueva tecnología.

Fuente: Creación Propia

Se prosiguió a realizar un plan de trabajo el cual conlleva al tiempo de ejecución total de nuestro diseño y construcción de un prototipo de secado solar con energías alternativas, esta etapa del estudio también conlleva a estimar el costo total de diseño expresado como unidad mínima soles/hora, este estudio se explica con más detalle en el capítulo VI en la etapa económica.

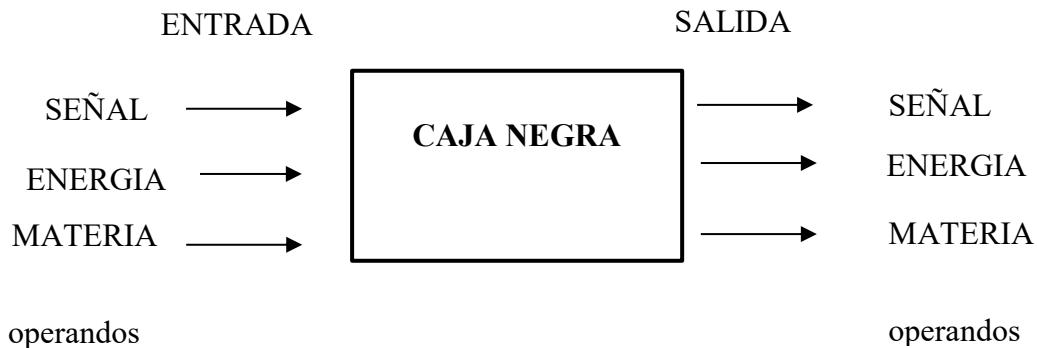
3.2.2. Determinación de la estructura de funciones

El objetivo de esta fase es formar una estructura (que sea optima) de funciones que refleje el proceso (las tareas) del sistema técnico.

Abstracción: Caja negra

Cualquier función se puede presentar en forma de una caja negra tomando en cuenta solo tres magnitudes básicas de entrada y salida:

- Señales
- Energía
- Materia



MATERIA: Como materia prima tenemos la carne de alpaca fresca, previamente fileteada de dimensiones 0.15m x 0.05 m x 0.005 m, en salmuera, también tenemos como materia presente el aire portador de calor el cual permite este proceso de secado.

ENERGIA: La energía principal a usar es la energía solar, este para calentar aire a una temperatura requerida, también se hará uso de la energía eléctrica para el funcionamiento de una fuente de impulsión de movimiento de aire, como también se hará uso de la energía cinética del aire caliente que se necesita para el correcto proceso de secado.

SEÑALES: Como valores y magnitudes cualitativos y cuantitativos tenemos la medición de la temperatura a la entrada y salida de nuestro prototipo de secado, otras magnitudes a tener en cuenta es la velocidad del aire caliente, el tiempo de secado de la carne.

3.2.3. Secuencia de operaciones

El proceso completo contempla en secar carne de alpaca hasta convertirlo en charqui, para este proceso completo se requiere la unión de varias operaciones talque al realizar una cierta

operación individual en conjunto se logre el proceso total de secado de carne de alpaca, primeramente se prepara carne de alpaca para su correcto procesamiento, luego se necesita realizar la operación de captar energía solar o concentrar la energía solar de tal manera que se pueda aprovechar dicha energía, seguidamente se necesitara diseñar o hacer uso de una cámara o sistema de intercambiador de calor para aprovechar la energía solar y convertirla en energía calorífica para calentar aire, la siguiente operación seria de introducir aire a condiciones necesarias para el proceso de secado de carne de alpaca a una cámara o caja de secado, por lo tanto se tendrá la operación o proceso de secado de la carne de alpaca, finalmente el proceso se sacado o extracción de charqui de la cámara o caja de secado.

Analizando a detalle se establece el siguiente proceso técnico

- **Preparación:**

Alinear los equipos a usar, tener la materia prima lista para procesar, tener el equipo o sus elementos en perfectas condiciones de funcionamiento.

- **Ejecución:**

Concentrar la energía solar a un punto, utilizar la energía solar para calentar aire a condiciones necesarias, secar carne de alpaca con aire a condiciones especiales, extracción de chaqui del prototipo.

- **Control:**

Controlar las condiciones en la cuales se encuentra la materia prima (carne de alpaca), controlar las condiciones en las cuales se encuentran los equipos a usar para el proceso de secado, controlar la temperatura encada una de las operaciones, controlar la velocidad del viento a lo requerido por estudios, controlar el sistema de aislamiento de las operaciones donde se las requiere, controlar el peso de las

estructuras de los elementos de cada equipo que realizara la operación determinada.

- **Fase final:**

Extraer la carne procesada (charqui) del prototipo este contara con todas las características de una carne procesada hasta convertirse en charqui.

Agrupación de funciones:

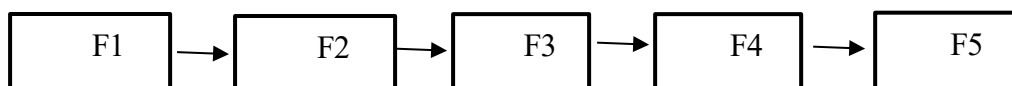
F1: Como función principal es el de concentrar energía solar a un punto, para luego ser aprovechada.

F2: Segunda función sería impulsar aire dentro del intercambiador y el deshidratador

F3: Tercera función sería de transferir calor al aire en movimiento para poder hacer uso de la energía recibida, otra función dentro sería el de impulsar el aire para que este fluya a la velocidad de 1 m/s.

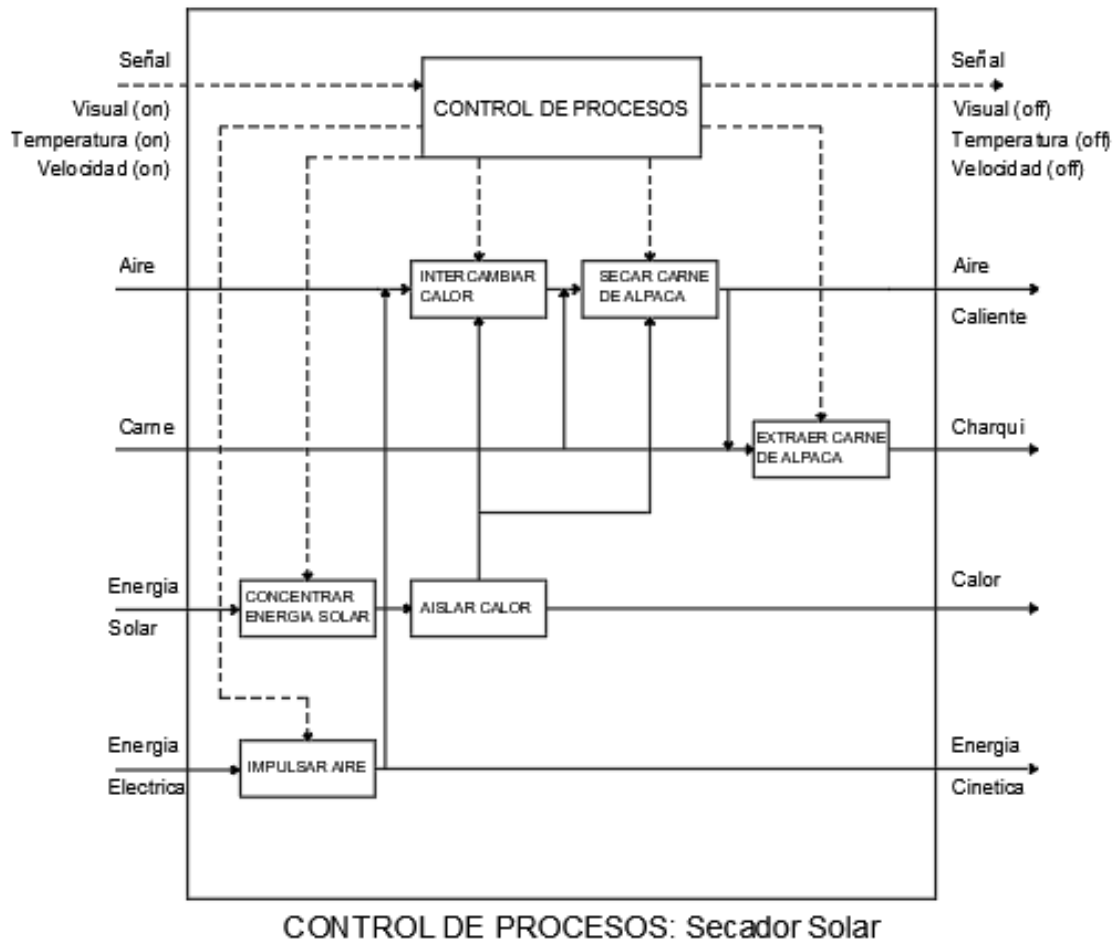
F4: secar la carne de alpaca en un ambiente a condiciones apropiadas para su respectivo proceso de secado.

F5: Sacar o extraer charqui del prototipo.



3.2.4. Determinar y presentar la estructura de funciones

En esta etapa desarrollaremos nuestra estructura de funciones para luego tener las funciones parciales, la manera más recomendable de representar la estructura de funciones es mediante bloques, tal como se muestra a continuación:



Determinación del concepto solución:

Para esta etapa tendremos en cuenta dos datos de entrada:

- Nuestra lista de exigencias.
- Nuestra estructura de funciones.

Para esta etapa lo que tenemos que tener bien en cuenta y debe de estar bien definido son los operandos de ingreso y de salida, en nuestro caso específico estos vendrían a ser:

Operandos de entrada:

- Energía solar.
- Energía eléctrica.

- Aire.
- Carne fresca de alpaca.

Operandos de salida:

- Aire Caliente.
- Agua.
- Calor.
- Energía Cinética.
- Carne de alpaca al punto requerido (charqui).

Tenemos conocimiento de la existencia de tres formas para determinar la clase de los portadores de funciones (MATRIZ MORFOLOGICA) estas son de tipo Tradicionales, Intuitivos y Discursivos, nosotros obraremos por la forma Discursiva, para llegar a la solución con la ayuda de un esquema ordenado, LA MATRIZ MORFOLOGICA DE ZWICKY (FRITZ ZWICKY) este método nos ayuda a construir un sistema de soluciones completo para el problema dado.

Su uso es fácil, primero tendremos que ordenar y hacer una lista de nuestras funciones parciales, para luego para cada función parcial buscarle todos los portadores de las funciones, estos son los principios que realizan los efectos deseados.

Tabla 9
Descripción de las funciones parciales

Nº	Funciones Parciales	Descripción
1	Concentrar energía solar	El diseño óptimo deberá aprovechar de forma óptima la radiación proporcionada por un concentrador solar o captador de la energía solar.

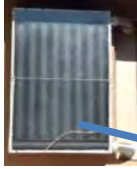




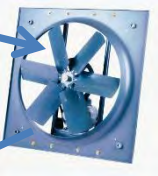
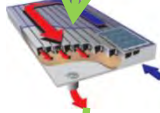



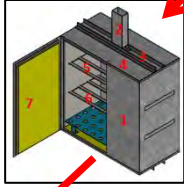
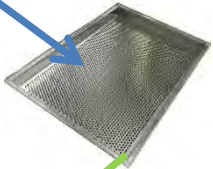


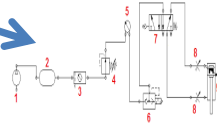
2	Impulsar de aire	La impulsión de aire deberá de realizarse de forma continúa utilizando equipos mecánicos y deberá ser de la menor potencia posible.
3	Intercambiar calor	Este elemento se encargará de transformar la energía solar concentrada o captada, y aprovecharla de alguna manera para calentar aire a temperatura requerida.
4	Secar Carne de alpaca	Este elemento tendrá la función de aprovechar el aire a temperatura, velocidad y humedad relativa requerida para convertir la carne fresca de alpaca en charqui.
5	Extraer carne de alpaca	Elementos o formas de extracción de la carne de alpaca convertida en charqui, se deberá de usar la manera más fácil, cómoda e higiénica para la extracción.

Fuente: Creación Propia

3.2.5. Matriz morfológica.

Tabla 10

VDI 2221

Nº	Funciones Parciales	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Concentrar energía solar			
2	Impulsar aire			
3	Intercambiar calor			
4	Secar carne de alpaca			
5	Extraer carne de alpaca			

Fuente: Creación Propia

Determinación De Los Conceptos De Solución

Esto método nos indica que en este punto no se consideran los aspectos cuantitativos de los elementos a usar en los conceptos de solución, por lo contrario, se toma en consideración los aspectos cualitativos, es decir UN CONCEPTO DE SOLUCIÓN.

A continuación, se muestran nuestros tres conceptos de solución:

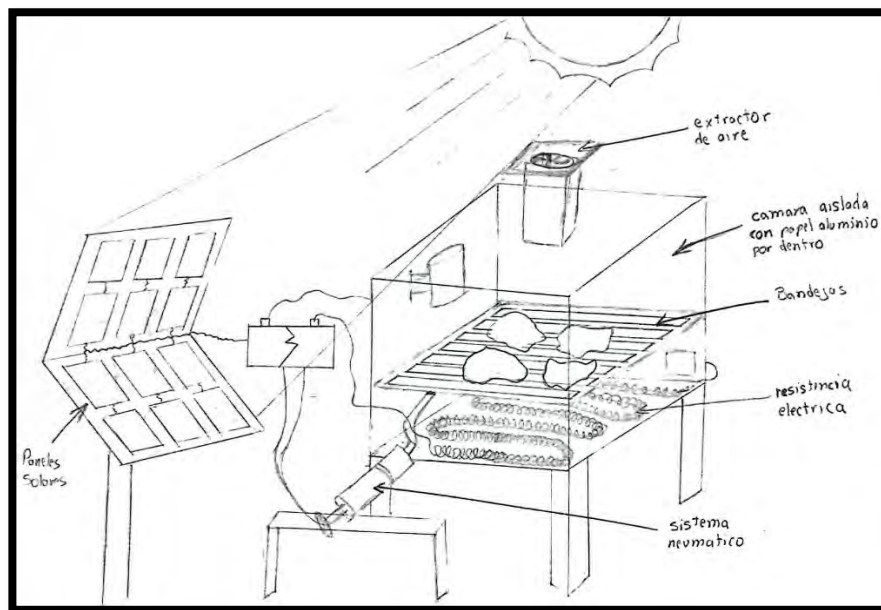
3.2.5.1. Concepto de Solución 1.

En este concepto de solución, se plantea un sistema similar a algunos equipos comerciales, es decir, que contenga paneles solares y un intercambiador de calor que caliente el aire utilizando resistencias eléctricas y una batería, como también una cámara de deshidratación donde se coloque la carne para que pueda deshidratarse.

En este diseño se utiliza la radiación solar para captarla mediante paneles solares estos estarán instaladas en un pedestal a una altura considerable, para luego conectarla a una batería que estará instalada cerca de un cuarto donde por dentro en la parte inferior tiene una cámara donde va serpenteando resistencias eléctricas esté conectada a la batería, en la parte superior de esa cámara se encuentra otra más grande donde se encuentran bandejas en las cuales van la carne de alpaca a deshidratar, ambas cámaras conectadas mediante pequeños agujeros entre ellas para la circulación de la aire natural, la entrada y salida de las bandejas será controlado por un sistema neumático el cual será accionado mediante pulsador, este estará conectado a la batería, toda esta caja de dos cámaras será aislada con papel aluminio este aislante será forrado en la parte interna de las dos cámaras, el flujo del aire será de forma natural contará con vientos naturales.

Este concepto de solución conlleva la existencia de un espacio considerable, como también mencionar que la obtención de materiales para su construcción, algunos equipos no son tan

accesibles para el habitante de zonas rurales, tales como baterías, paneles solares, sistemas neumáticos.



Fuente: Creación Propia

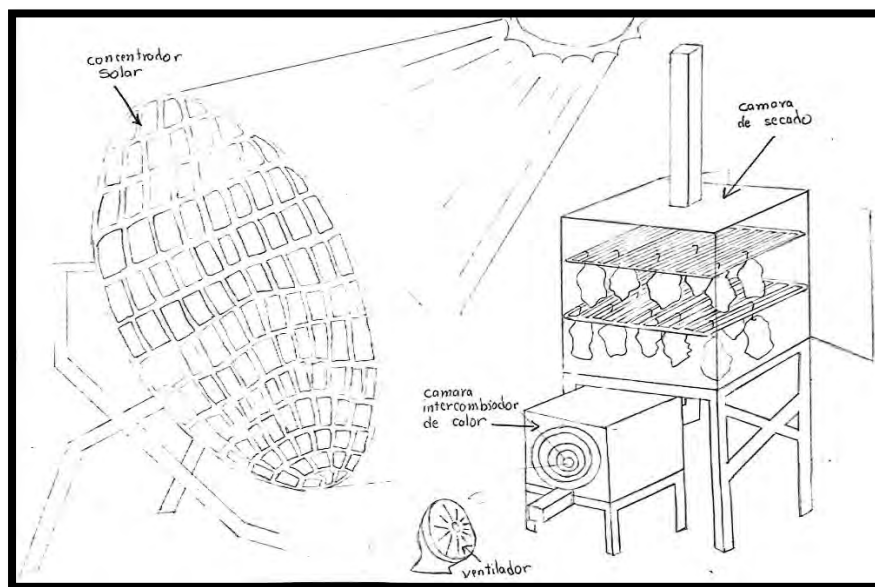
3.2.5.2. Concepto de Solución 2.

Este concepto de solución, consta de tres partes, un concentrador solar de forma parabólica, un intercambiador de calor, que calienta el aire utilizando la energía solar, y la cámara de deshidratación, donde se coloca el producto fresco (carne) colgados en ganchos y debajo de ellos bandejas, en otros casos al colocarse la carne sobre bandejas, la zona de la carne que está en contacto con la bandeja, no está expuesta al aire perdiéndose un área importante para el desprendimiento de vapor de agua de esta superficie, incrementando el tiempo de secado.

Esta segundo concepto de solución usa como primer elemento al concentrador solar Scheffler, este concentrador de forma parabólica concentra la energía solar en un punto el cual se encuentra a una temperatura sorprendentes, dependiendo del tamaño de este, este concentrara la energía solar en una cámara en forma espiral de forma hueca por donde dentro de esta cámara

se hará circular aire este forzado por un ventilador, el aire dentro de la cámara viajara un recorrido y un tiempo necesario para llegar a condiciones necesarias para el secado de carne de alpaca, para luego pasar a otra cámara donde se encontrara la carne de alpaca colgada en ganchos, el aire a condiciones requeridas ingresará por la parte inferior y saldrá por la parte superior, la salida será de forma natural, las dos cámaras se aislaran de un Tecnopor material aislante térmico, la extracción seria de forma manual.

Una de las ventajas como el anterior conceto de solución es que la carne de alpaca permanece y realiza su proceso de secado dentro de una cámara separándola así del medio que lo rodea, permitiendo tener un producto seco y confiable para el consumo humano.



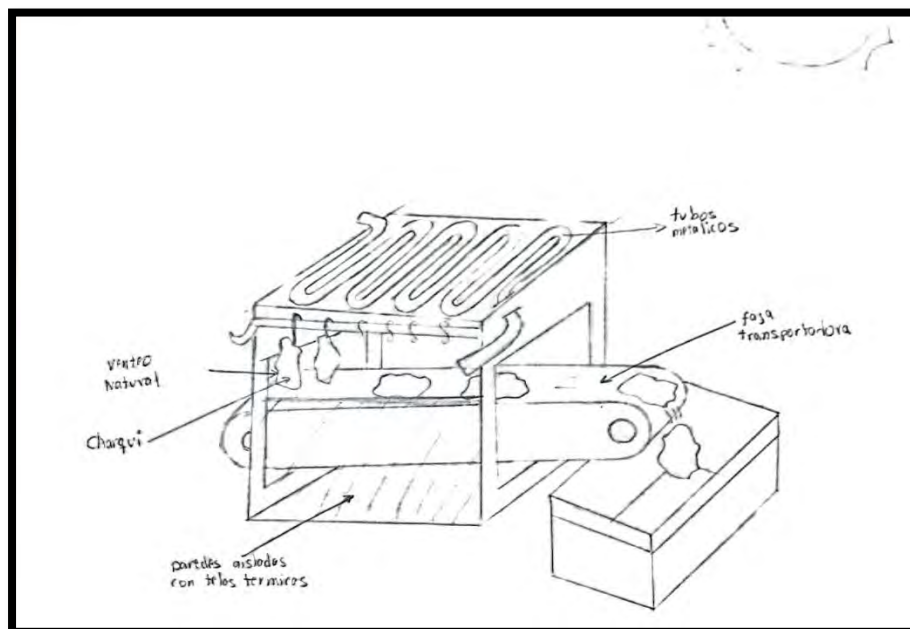
Fuente: Creación Propia

3.2.5.3. Concepto de Solución 3

Esta alternativa describe la forma semi artesanal de realizar el charqui de carne exponiendo la carne directamente al aire del medio ambiente, la cual no es adecuada porque se expone la carne a diferentes contaminantes ambientales, además el tiempo de secado puede llegar a tardar hasta dos semanas lo cual no es favorable en el proceso de producción.

Este concepto de solución consiste en calentar aire de forma natural mediante tubos instalados en el techo de una pequeña construcción estos tubos en forma serpenteante irán en todo el techo y en contacto directo a radiación solar calentándose así y calentando el aire que circula dentro de este, a su vez esta tubería entrara a las instalaciones de un ambiente donde se tendrá la carne de alpaca colgada en ganchos, la ventilación de este es de forma natural expuesto gran parte de área al medio ambiente, para retirarlo simplemente soltamos la carne ya seca de los colgadores en una faja transportadora el cual llevará el producto final a un área correspondiente.

Este concepto de solución tiene muchas desventajas opuestas a lo usado en el concepto de solución 1 y 2 puesto que los equipos usados y la forma usada es casi de forma manual, una desventaja sería el contacto directo con el medio ambiente.



Fuente: Creación Propia

3.2.6. Evaluación técnico-económica del concepto de solución óptima del Sistema.

En esta evaluación se tiene el siguiente criterio.

p: tomará valores de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225), 0 = No satisface 1= Aceptable, 2= Suficiente, 3=Bien 4= Muy Bien (ideal)

g: Peso ponderado. Esta en función de valores importantes de los criterios de evaluación, para el caso de esta investigación tendrá un valor de 100 puntos.

Tabla 11

Evaluación técnica

Variantes del concepto		g	Concepto Solución 1		Concepto Solución 2		Concepto Solución 3		Concepto Solución Ideal	
Nº	Criterio de evaluación	%	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Función principal	25	2	50	3	75	2	50	4	100
2	Requerimiento	10	1	10	2	20	3	30	4	40
3	Geometría	10	2	20	3	30	1	10	4	40
4	Material	10	3	30	2	20	1	10	4	40
5	Fabricación	8	2	16	4	32	1	8	4	32
6	Ergonomía	4	1	4	3	12	0	0	4	16
7	Seguridad	3	2	6	4	12	2	6	4	12
8	Mantenimiento	3	1	3	4	12	2	6	4	12
9	Montaje	4	2	8	4	16	1	4	4	16
10	Transporte	3	1	3	2	6	1	3	4	12
11	Energía	18	3	54	4	72	2	36	4	72
12	Innovación	2	3	6	3	6	2	4	4	8
Puntaje Total		100	23	210	38	313	18	167	48	400
Valor Técnico Xi			0.525		0.7825		0.4175		1.000	

Fuente: Creación Propia

Tabla 12

Evaluación económica

Variantes del concepto		g	Concepto Solución 1		Concepto Solución 2		Concepto Solución 3		Concepto Solución Ideal	
Nº	Criterio de evaluación	%	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Costo de material	42	2	84	3	126	3	126	4	168
2	Costo de fabricación	40	2	80	3	120	3	120	4	160
3	Costo de montaje	10	3	30	3	30	1	10	4	40

4	Costo de mantenimiento	6	3	18	4	24	1	6	4	24
5	Costo de transporte	2	4	8	4	8	1	2	4	8
Puntaje Total		100	14	220	17	308	9	264	20	400
Valor Económico Yi			0.55		0.77		0.66		1	

Fuente: Creación Propia

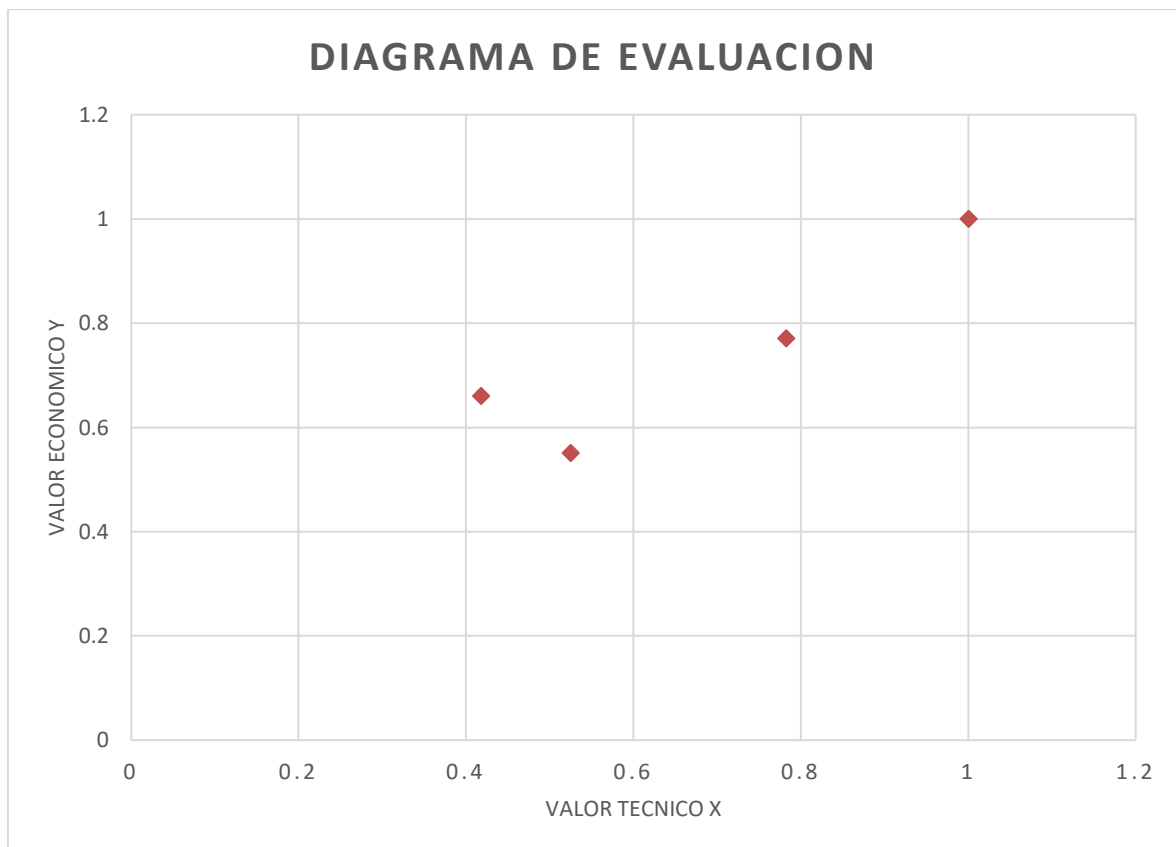


Figura 18 Diagrama de evaluación.

En el diagrama se observa que la solución más cercana a la solución ideal es la alternativa 2, presentado mejor valor técnico y económico.

Por la recomendación de las normas VDI se considera el concepto solución que mayor puntaje obtuvo, o el concepto solución que se acerque a la unidad superando los 0.6.

Para nuestro caso en particular nuestro CONCEPTO SOLUCION vendría hacer el diseño del concepto solución 2 este que obtuvo en valor técnico un puntaje de 0.7825 como en valor económico de 0.77 superando a los otros conceptos solución.

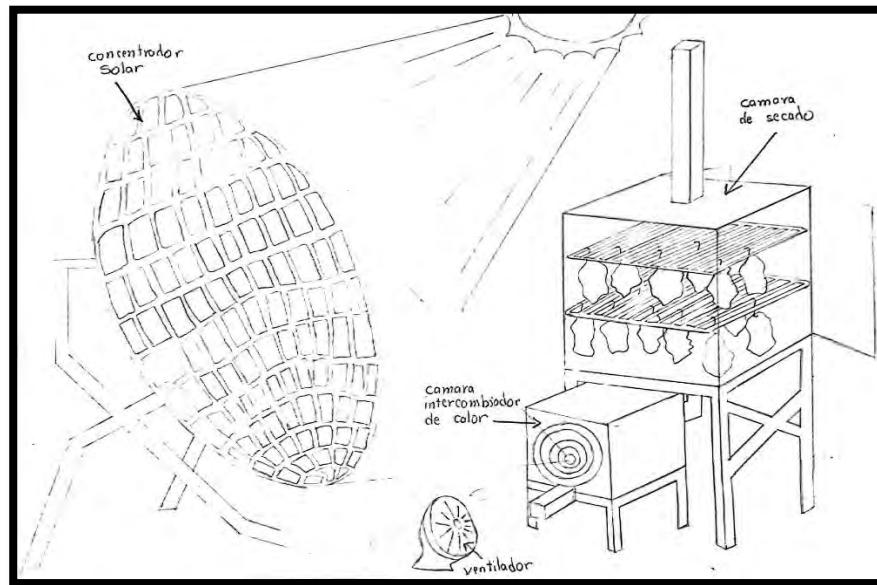


Figura 19 Configuración del concentrador solar y el sistema de secado
Fuente: Creación Propia

4.2. Elección de la configuración del concentrador Scheffler

Para la configuración de un concentrador solar de foco fijo se deben de tener en cuenta algunas condiciones. Se debe obtener un concentrador solar que evitar estructuras de soporte grandes y pesadas contenga estructuras muy grandes, ya que esto incrementaría los costos para su construcción. También, se debe evaluar la configuración que entregue buenos factores de concentración solar. **Gonzales (2018)**

Este reflector solar, que ya fue construido por el GRUPO PUCP, tiene como finalidad poder cocinar con la energía del Sol en zonas rurales de la manera más cómoda, barata y eficiente posible; sin embargo, utilizaba un sistema de control no confiable y sencillo.

En la **construcción** se consideró cinco **elementos importantes** los cuales son:

El **concentrador solar Scheffler**, figura 20, elemento que sirve para concentrar la radiación solar en un solo foco, calentando la superficie ubicada en él, hasta la temperatura de 100°C, en la presente tesis no se desarrolló el diseño de este concentrador, para su construcción se tomó como referencia trabajos anteriores mencionado en los antecedentes, el diseño fue

elaborado por la fundación Alemana SOLARE BRÜCKE y los planos se pueden descargar del siguiente link www.solarebruecke.org, verificar Anexo

Además, este tipo de concentrador solar ya es utilizado ampliamente por la Universidad Católica de Perú en diversas aplicaciones como son el tostado de cacao como se mencionó en los antecedentes el trabajo de investigación de Escalante (2015), así también se utiliza en países como México y Estados Unidos, para algunos sistemas de esterilización a vapor de instrumentos médicos en hospitales rurales, para almacenar calor, generar electricidad.

En la figura 20 se muestran los componentes del concentrador solar utilizado en este trabajo, y algunas medidas generales en milímetros.

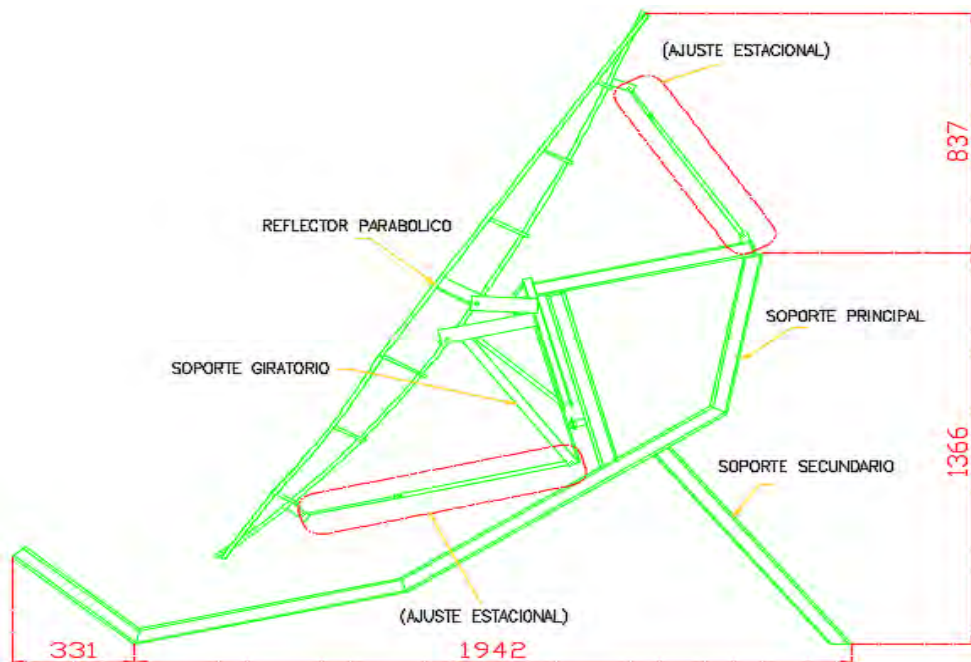


Figura 20: Concentrador solar Scheffler.
Fuente: SOLARE BRÜCKE

Este concentrador solar Scheffler es de 2.7 metros cuadrados, en las especificaciones de construcción se optó por dividir el sistema en partes que serán construidas por separado.

Soporte principal

Fue construido de tubo cuadrado de 2"x 2"x 3/32" y platina de 4 y 6 milímetros de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Soporte secundario

Fue construido de tubo cuadrado de 2"x 2"x 3/32" y platina de 6 milímetros de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Soporte giratorio

Fue construido de tubo cuadrado de 2"x 2"x 3/32", varilla lisa de 3/8" de diámetro, perfil "C" de 1"x5/8"x1/16", platina de 6 mm y platina de 4 mm de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW. La base giratoria que permite cambiar el ángulo de inclinación y orientación del paraboloide, permitiendo que se ajuste la dirección de incidencia de la luz reflejada y concentrándola en el mismo punto, a medida que avanza las horas del día.

Reflector parabólico

Fue construido de varilla lisa de 3/8" de diámetro, barra cuadrada de 1/2"x1/2", platina de 4 mm de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Ajuste estacional.

Fue construido de varilla de 3/8" de diámetro, tubo de 1/2" de diámetro de 1/16" de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, el sistema de sujeción es una tuerca y un perno de 3/8", soldando la tuerca al tubo de 1/2", unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Espejos

Se utilizaron espejos de 3 mm de espesor y 10x10 cm, en una cantidad total de 210 unidades, para reflejar la radiación solar, todos estos espejos instalados sobre la estructura del reflector parabólico.



Figura 21: Concentrador solar Scheffler

Tabla 13.

Características del Concentrador Scheffler

Características	Descripción
Material del Concentrador	Plancha Laminada en Frio ASTM 1008
Material Reflectivo	Vidrio
Diámetro Menor	1600mm
Diámetro Mayor	2196mm
Profundidad	137mm

(Fuente: Elaboración Propia)

El concentrador es de forma paraboloidal, por lo que su forma geométrica en un plano se regirá por la ecuación de la parábola: $y^2 = 4px$

Reemplazando los puntos conocidos en la ecuación:

$$y^2 = 4px$$

$$\left(\frac{2196}{2}\right)^2 = 4p(137)$$

$$2200 = p$$

Resulta que este foco está ubicado a 2.20 m de distancia del eje del vértice en el eje focal.

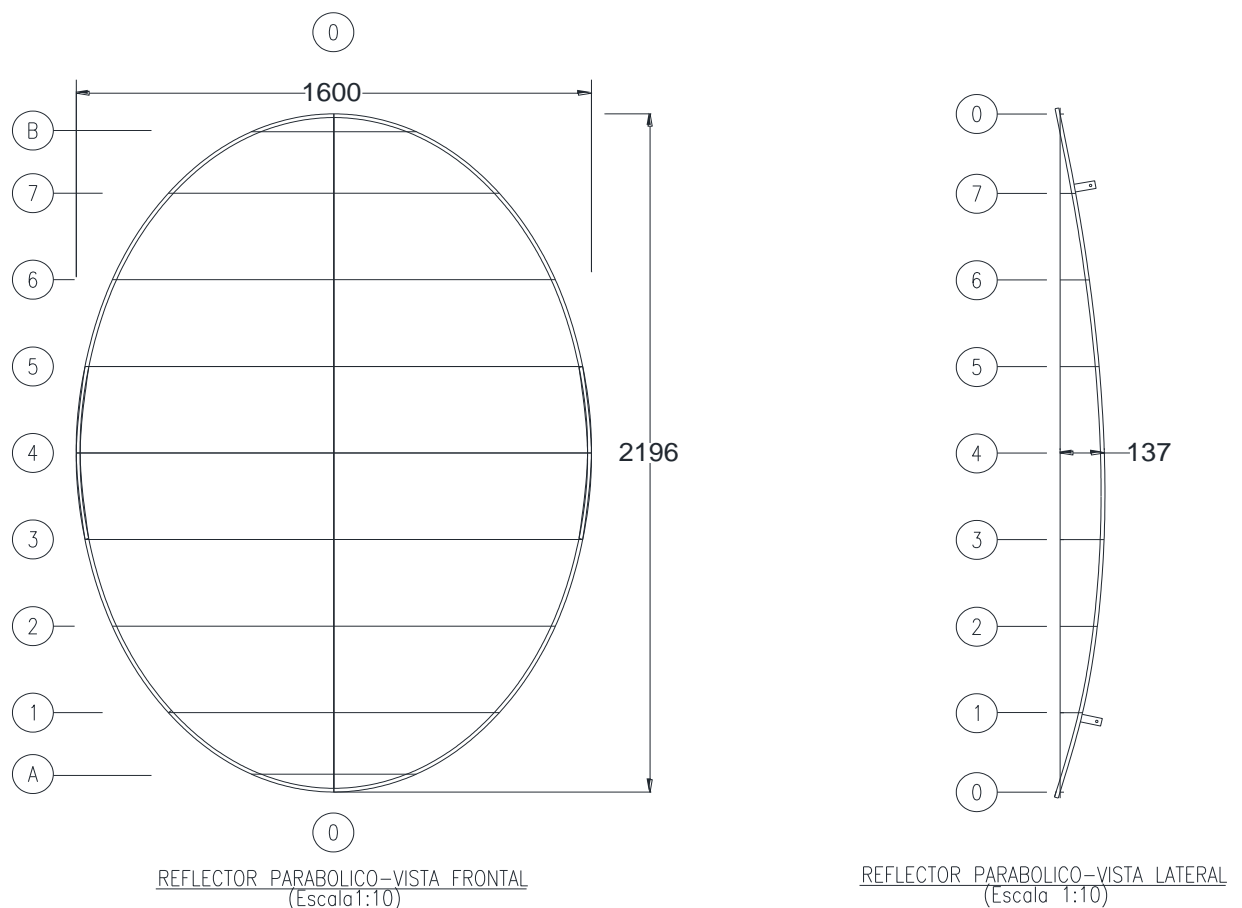


Figura 22. Esquema del concentrador solar parabólico
(Fuente: Elaboración Propia)

3.3.1. Parámetros Reflectivos

En esta parte se determina el material reflectivo a usar en el concentrador, para ello se recaba información respecto a la reflectancia del espejo de vidrio.

El material usado para nuestro concentrador es espejo de vidrio ($e=3\text{mm}$), el cual tiene una reflectividad de: $\rho = 0.754$.

Este material es seleccionado debido a su accesibilidad y costo, además por su fácil manipulación.

3.3.2. Eficiencia Óptica

La eficiencia óptica del concentrador se calcula a partir de las características ópticas de la superficie reflejante (espejo de vidrio) y del receptor (cámara de calentamiento), su ecuación:

$$\eta_{optica} = \rho\gamma\tau\alpha$$

Donde:

ρ : reflectividad de la superficie (espejo de vidrio)

γ : factor de intercepcion. El valor recomendado por analisis anteriores estadisticos experimentales es de 0.9

τ : transmi tan c ia. No existe cubierta en el receptor toma el valor de 1.

α : absorbancia. Valor por propiedad del material del receptor (acero) toma un valor de 0.77

Reemplazando estos valores en la ecuación obtenemos que nuestra eficiencia óptica tiene un valor de:

$$\eta_{optica} = \rho\gamma\tau\alpha$$

$$\eta_{optica} = (0.754)(0.90)(1)(0.77)$$

$$\eta_{optica} = 0.522$$

$$\eta_{optica} = 52.2\%$$

3.3.3. Parámetros Térmicos

3.3.3.1. Relación de Concentración Geométrica

Para conocer la razón de **concentración geométrica** C_g , se toma en cuenta las características ópticas del concentrador, emisividad y absorptividad, la constante de Stefan Boltzman, la radiación solar incidente.

$$C_g = \frac{T_s^4 \sigma}{I_{DN} \eta}$$

Donde:

T_s : *Temperatura* de estancamiento ($^{\circ}K$)

σ : *Cons tante* de Stefan-Boltzmann

I_{DN} : *Intensidad* de radiacion directa perpendicular al plano de apertura del concentrador (W / m^2)

η : *Eficiencia* del Concentrador

Para nuestro caso se obtuvo la temperatura de estancamiento inicial de $100^{\circ}C$, utilizando un pirómetro GM 320 en la superficie del punto focal del concentrador solar, para proponer una razón de concentración geométrica que teóricamente cumpla con la energía requerida para el sistema.

$$C_g = \frac{(100^{\circ} + 273^{\circ}K)^4 \left(5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right)}{\left(991.5 \frac{W}{m^2} \right) (0.517)}$$

$$C_g = 2.14$$

Para la razón de concentración geométrica C_g , se tomará el valor de 2, de acuerdo con el criterio de truncamiento.

3.3.3.2. *Temperatura de Estancamiento*

El concentrador puede llegar a una temperatura de estancamiento, su cálculo resulta necesario para determinar ciertos valores en la transferencia de energía, para conocer esta temperatura se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_s = \sqrt[4]{\frac{C_g I_{DN} \eta}{\sigma}}$$

Reemplazando los valores obtenidos previamente se tiene:

$$T_s = \sqrt[4]{\frac{C_g I_{DN} \eta}{\sigma}}$$

$$T_s = \sqrt[4]{\frac{(2) \left(991.5 \frac{W}{m^2}\right) (0.517)}{5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}}}$$

$$T_s = 366.7^\circ K$$

$$T_s = (366.7^\circ - 273^\circ) C$$

$$T_s = 93.7^\circ C$$

Tenemos que la temperatura de estancamiento real es de **93.7°C**

3.3.3.3. Eficiencia del Concentrador

La eficiencia queda definida con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q_{util}}{Q_0} = \frac{Q_a - Q_p}{I_{DN} A_{app}}$$

Donde:

Q_{util} : Calor útil

Q_0 : Energía solar incidente en forma normal

Calor Útil (Q_{util})

Para el cálculo del calor útil utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q_{util} = Q_a - Q_p$$

Donde:

Q_a : Calor absorbido por el concentrador

Q_p : Calor perdido por el receptor

Calor Absorbido por el Concentrador (Q_a)

Este calor es definido por la siguiente ecuación:

$$Q_a = I_{DN} A_{app} E (\cos \theta_i) \rho \phi \tau \alpha$$

Donde:

I_{DN} : *Intensidad* de radiación directa perpendicular al plano de apertura del concentrador (W / m^2)

A_{app} : *Area* de apertura del concentrador (m^2)

E : *Fracción* de area de apertura del concentrador no sombreado por el receptor (m^2)

θ_i : *Angulo* de incidencia

Tenemos que:

- El promedio de irradiancia I_{DN} es de 991.5 W/m²
- El área de apertura del concentrado A_{app} es de 2.7m²
- Fracción de área del concentrador no sombreado será igual a 1
- Angulo de incidencia θ_i , para concentradores parabólicos es igual a 0°

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$Q_a = I_{DN} A_{app} E (\cos \theta_i) \rho \gamma \tau \alpha$$

$$Q_a = \left(991.5 \frac{W}{m^2} \right) (2.7m^2) (1) (\cos 0^\circ) (0.522)$$

$$Q_a = 1397.420 \text{ watts}$$

Calor Perdido por el Receptor (Q_p)

Para el cálculo del calor perdido por el receptor, utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q_p = U A_r (T_{rec} - T_{amb}) F_R$$

Donde:

U : *Coefficiente* global de perdidas de calor ($W / m^2 \text{ } ^\circ K$)

A_r : *Area* del receptor (m^2)

T_{rec} : *Temperatura* del receptor alcanza a 100°C ($^\circ K$)

T_{amb} : *Temperatura* ambiente a 20°C ($^\circ K$)

F_R : *Factor* de remoción de calor del concentrador, no existe fluido en movimiento toma el valor de 1

Tenemos que el coeficiente global de pérdidas de calor será calcula mediante la siguiente ecuación:

$$U = h_v + h_r$$

Donde:

h_v : Coeficiente pelicular convectivo ser igual a $h_v = 3.8 + 5.7v$

v : Velocidad del viento promedio en cusco es de 2.1m/s

Reemplazando tenemos que:

$$h_v = 5.7 + 3.8v$$

$$h_v = 5.7 + 3.8 \left(2.1 \frac{m}{s} \right)$$

$$h_v = 13.68 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Luego tenemos el coeficiente pelicular de radiación (h_r) será igual a:

$$h_r = 4\sigma\varepsilon_r T_{rec}^3$$

Donde:

σ : Constante de Stefan-Boltzmann

ε_r : Emisividad del receptor, cuerpo de acero toma el valor de 0.89

Reemplazando tenemos que:

$$h_r = 4\sigma\varepsilon_r T_{rec}^3$$

$$h_r = 4 \left(5.668 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) (0.89) (373 \text{ } ^\circ K)^3$$

$$h_r = 10.471 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Por lo tanto, el coeficiente de perdidas será igual a:

$$U = h_v + h_r$$

$$U = 13.68 \frac{W}{m^2 \cdot K} + 10.471 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U = 24.151 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Finalmente reemplazando estos valores en la ecuación del calor perdido en el receptor tenemos que:

$$Q_p = UA_r(T_{rec} - T_{amb})F_R$$

$$Q_p = \left(24.151 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) (0.0113m^2)(373^\circ - 293^\circ K)(1)$$

$$Q_p = 21.8325watts$$

Luego de haber realizado el cálculo de los calores absorbido y perdido, realizamos el cálculo del calor útil

$$Q_{util} = Q_a - Q_p$$

$$Q_{util} = (1397.420 - 12.792)watts$$

$$Q_{util} = 1375.587 watts$$

Para **finalmente** calcular la eficiencia de concentrador, mediante la ecuación:

$$\eta = \frac{Q_{util}}{Q_0}$$

$$\eta = \frac{Q_a - Q_p}{I_{DN}A_{app}}$$

$$\eta = \frac{1384.628w}{\left(991.5 \frac{W}{m^2}\right) (2.7m^2)}$$

$$\eta = 0.517$$

$$\eta = 51.7\%$$

3.3.3.4. Perdas Ópticas

Se deben a las imperfecciones del concentrador y receptor (superficie del concentrador, superficie de la cámara de calentamiento, geometría del concentrador). Estos defectos hacen que la radiación solar directa que incide en la superficie del concentrador llega al receptor en menor cantidad.

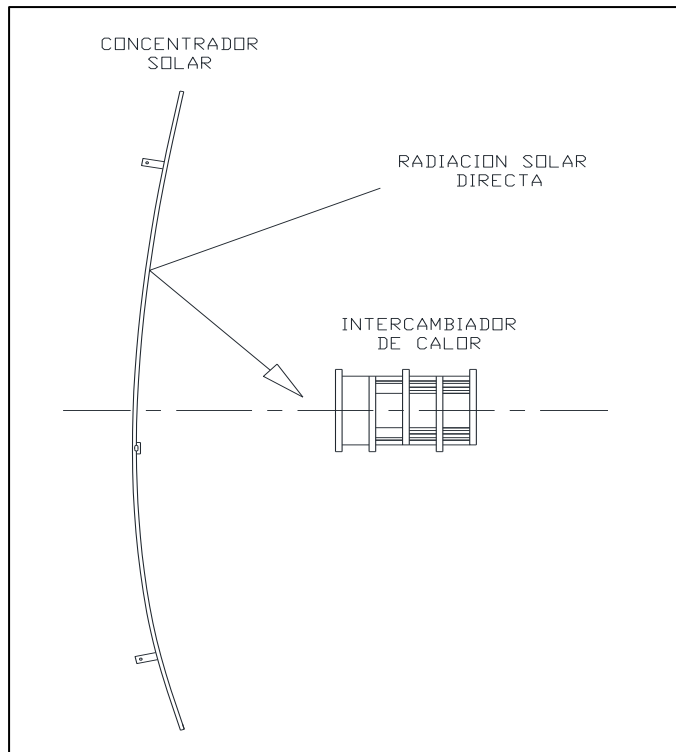


Figura 23 Componentes que Intervienen en las Pérdidas Ópticas
(Fuente: Elaboración Propia)

Estas pérdidas ópticas se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ópticas}} = Q_0 - Q_a$$

$$Q_{\text{ópticas}} = (2677.05 - 1397.420)\text{watts}$$

$$Q_{\text{ópticas}} = 1279.63\text{watts}$$

3.3.3.5. Pérdidas Térmicas

Las pérdidas térmicas se producen principalmente en el receptor (cama de calentamiento), estas pérdidas están formadas por pérdidas de calor por convección y por radiación desde el receptor al medio ambiente. Por ende, estas pérdidas térmicas serán igual al calor perdido en el receptor.

$$Q_{\text{térmicas}} = Q_p$$

$$Q_{\text{térmicas}} = 12.792\text{watts}$$

Esquematisando las pérdidas en un diagrama de Sankey, se aprecia la eficiencia del concentrador que es 51.7%, y las pérdidas ópticas que llegan a un 47.8% también se tienen las pérdidas térmicas que son mínimas que llegan a un 0.5%

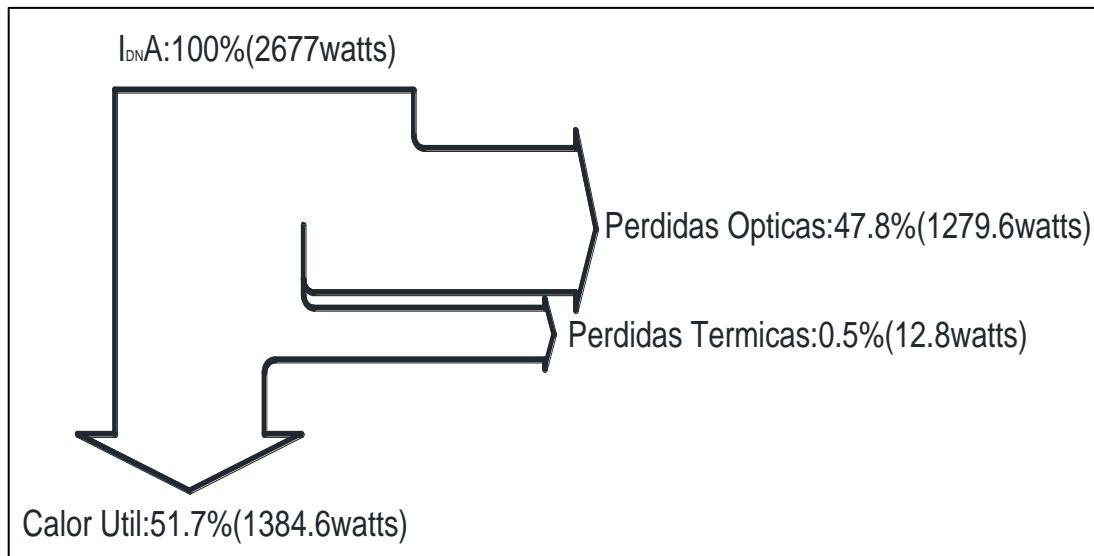


Figura 24. Esquema de Sankey
(Fuente: Elaboración Propia)

3.4. Diseño termodinámico y transferencia de energía del sistema

El diseño de la cámara de calentamiento debe aprovechar al máximo la radiación solar proporcionada por el concentrador solar Scheffler, para el diseño se comprobó de forma experimental que al someter una plancha de acero galvanizado a la radiación proporcionada por el concentrador solar Scheffler, la superficie alcanza una temperatura de 100°C , este dato será considerado para los cálculos, esto para simplificarlos.

Para el dimensionamiento del sistema de deshidratación se iniciará con la cámara de calentamiento y en segundo lugar se dimensionará la cámara de deshidratación, en ambos casos se tendrá en cuenta los parámetros antes mencionados, como se ve en la figura 25.

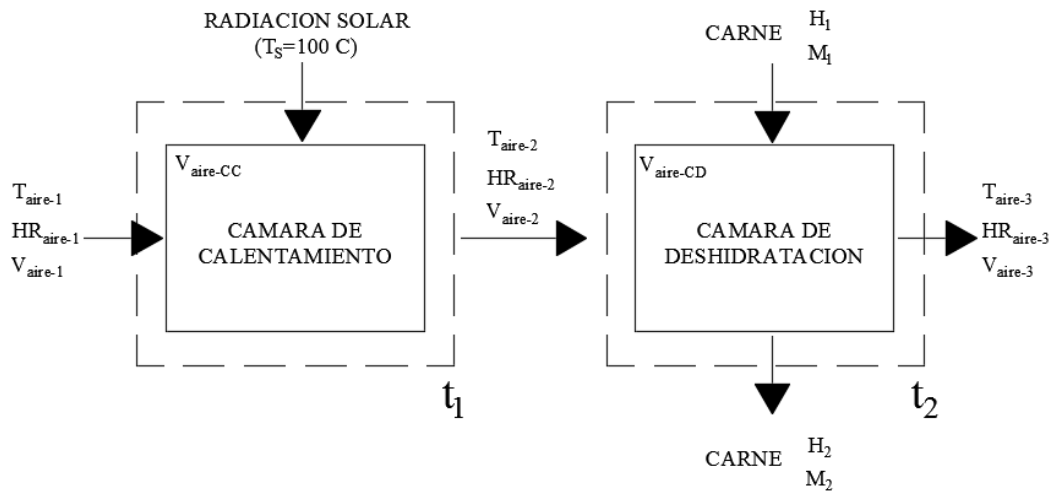


Figura 25. Parámetros de funcionamiento de las cámaras
Fuente: Creación propia

Dónde:

T_{aire-1} : Temperatura del aire al ingreso de cámara de calentamiento, se considera que es igual a la temperatura del ambiente exterior.

T_{aire-2} : Temperatura del aire a la salida de la cámara de calentamiento e ingreso a la cámara de deshidratación.

T_{aire-3} : Temperatura del aire a la salida de la cámara de deshidratación.

HR_{aire-1} : Humedad relativa del aire al ingreso de la cámara de calentamiento, se considera que es igual a la humedad relativa del ambiente exterior.

HR_{aire-2} : Humedad relativa del aire a la salida de la cámara de calentamiento e ingreso a la cámara de deshidratación.

HR_{aire-3} : Humedad relativa del aire a la salida de la cámara de deshidratación.

V_{aire-1} : Velocidad del aire al ingreso de la cámara de calentamiento, es la velocidad de impulsión del equipo de inyección de aire.

V_{aire-2} : Velocidad del aire a la salida de la cámara de calentamiento e ingreso a la cámara de deshidratación.

V_{aire-3} : Velocidad del aire a la salida de la cámara de deshidratación.

$V_{aire-CC}$: Velocidad promedio del aire dentro de la cámara de calentamiento.

$V_{aire-CD}$: Velocidad promedio del aire dentro de la cámara de deshidratación.

T_S : Temperatura de las superficies dentro de la cámara de calentamiento que son calentadas por la radiación solar.

H_1 : Humedad de la carne antes de ingresar a la cámara de deshidratación.

H_2 : Humedad de la carne después de salir de la cámara de deshidratación.

M_1 : Masa de carne antes de ingresar a la cámara de deshidratación.

M_2 : Masa de carne después de salir de la cámara de deshidratación.

t_1 : Tiempo de demora del aire en ingresar y salir de la cámara de calentamiento y alcanzar la temperatura deseada.

t_2 : Tiempo de deshidratación de la carne.

3.5. **Diseño y dimensionamiento de la cámara de calentamiento**

La cámara de calentamiento está compuesta por un intercambiador de calor y la cubierta aislante, ambos elementos serán diseñados y dimensionados.

Si comparamos los ductos de las figuras 26 y 27, se establece que la forma que ocupa menos espacio y captará de mejor manera la radiación solar enfocada por el concentrador solar Scheffler, es la tubería en espiral, al tener la forma del foco de concentración de radiación del concentrador solar, pero la forma en la que se calienta el

aire en ambas figuras es la misma, la radiación calienta la superficie del ducto, y el aire interior se calienta por convección.

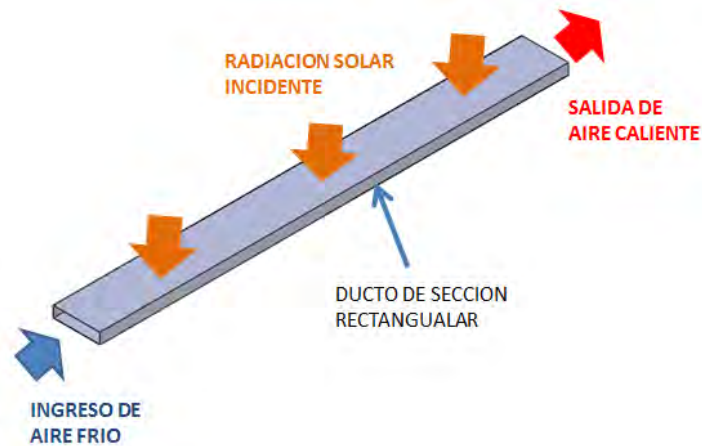


Figura 26 Transferencia de calor en una tubería recta de sección rectangular.
Fuente: Creación propia.

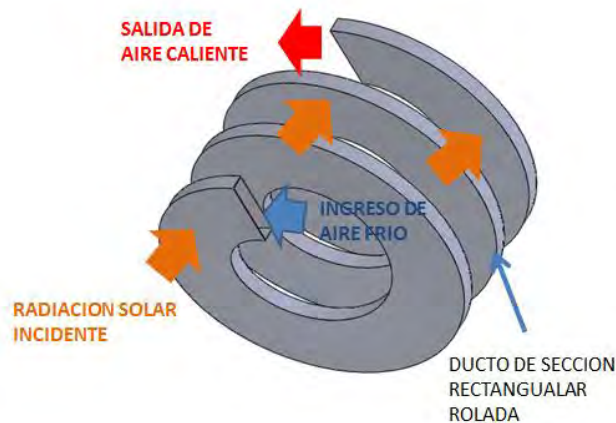


Figura 27 Transferencia en una tubería rolada de sección rectangular.
Fuente: Creación propia

Ahora para dar una idea de la longitud que se requiere para calentar el aire de 12°C a 60°C, considerando que la temperatura de la superficie del ducto de la figura 28 está a 100°C (dato obtenido experimentalmente).

Consideremos un tubo de sección rectangular con **medidas internas** de **23.8mm** y **100mm**, y un **espesor** de **1.2mm** y de **longitud "L"**, como se muestra en la figura 29, para el caso calcularemos esta longitud que será la mínima necesaria para calentar el

aire que circulará por el interior de esta tubería teniendo las siguientes condiciones: ingresa aire a la temperatura de 12°C y tiene que salir a 60°C, considerando que la temperatura de las superficies interna y externa de la tubería se encuentra a 100°C como se muestra en la figura 30.

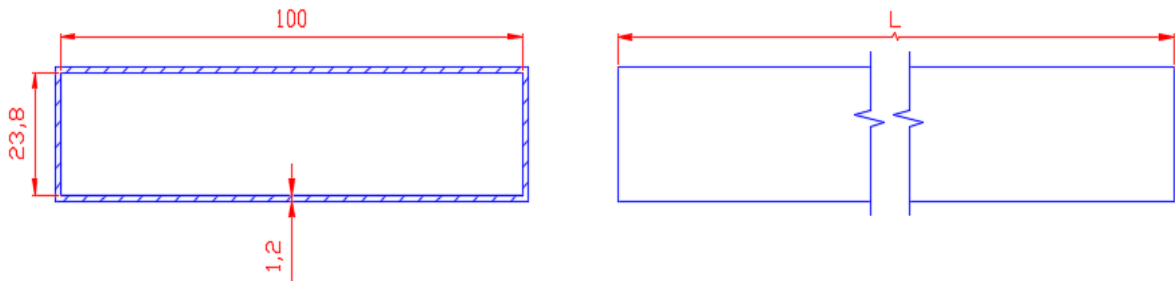


Figura 28 Sección y longitud de tubería considerada como intercambiador de calor

Fuente: Creación propia

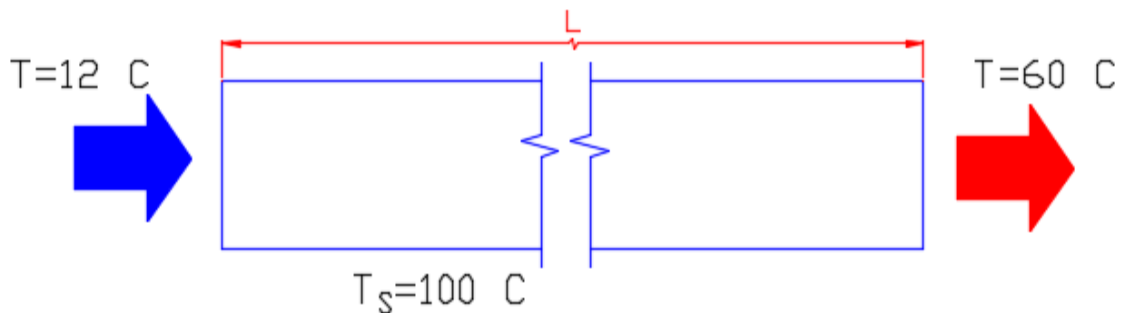


Figura 29 Ingreso y salida del aire en la tubería

Fuente: Creación propia

Para poder evaluar las propiedades del aire se promedia la temperatura de entrada y salida teniendo el valor de 36°C.

Se Considera la velocidad del aire en el interior de la cámara de calentamiento como 1m/s por varias razones, por tener un antecedente que obtuvo la velocidad del aire de 1.3 m/s para el secado de carne, según Carrillo Ayala (2003), también se realizaron pruebas experimentales midiendo la velocidad de entrada y salida de la cámara de

calentamiento con el flujómetro dando como resultado los valores de 0.7 m/s a la entrada de la cámara y de 1.1m/s a la salida de la cámara de calentamiento.

Tabla 14

Propiedades del aire para el Cusco a 0.635 atm y 36°C.

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Conductividad térmica	K	[W/m. K]	0.027
Número de Prandtl	Pr	-	0.704
Viscosidad dinámica	μ	[Kg/m. s]	1.89×10^{-5}
Densidad	ρ_a	[Kg/m ³]	0.7173
Viscosidad cinemática	ν	[m ² /s]	2.635×10^{-5}
Calor específico	Cp	[J/Kg. °C]	1004.2

Fuente: González P. (2013)

Ahora hallaremos si el flujo de aire es **laminar** o **turbulento**:

$$R_e = \frac{\rho_a * v_s * D_H}{\mu_a} \quad (3.1)$$

Dónde:

R_e : Numero de Reynolds.

ρ_a : Densidad del aire.

v_s : Velocidad característica promedio del fluido-aire, para el caso se considera que el valor promedio de la velocidad dentro de la tubería es de 1 m/s

D_H : Diametro hidráulico.

μ_a : Viscosidad dinámica de fluido-aire.

El **diámetro hidráulico** para sección rectangular es:

$$D_H = 4 * \frac{AREA}{PERÍMETRO} \quad (3.2)$$

Se considera que si $R_e \leq 2300$ el flujo es **laminar**.

Considerando la ecuación 3.2 y los valores de la tabla 14 se tiene que:

$$R_e = 1457.3$$

Entonces el flujo de aire dentro de la tubería es **laminar**.

Asumiendo que el fluido está completamente desarrollado dentro de la tubería y en base a la ley de enfriamiento de Newton (ecuación 3.3) para calcular la transferencia de calor desde la superficie de la tubería (que se encuentra a $T_s = 100^\circ\text{C}$, el cual se considera constante), hacia el fluido, se utilizará la ecuación 3.3, y el calor requerido para elevar la temperatura del aire desde 12°C a 60°C será determinada por la ecuación 3.7, ambos valores deberán de tener la misma magnitud, porque, el primero es el calor cedido por la superficie del intercambiador al fluido, para que el aire incremente su temperatura y el segundo es el calor ganado para alcanzar la temperatura requerida de 60°C .

$$Q_1 = h * A_s * \Delta T_{lm} [W] \quad (3.3)$$

Dónde:

Q_1 : Calor cedido por la superficie del intercambiador de calor al aire por unidad de tiempo.

h : Coeficiente convectivo del aire dentro del tubo.

A_s : Área del intercambiador de calor.

ΔT_{lm} : Diferencia media logarítmica.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad (3.4)$$

$$\Delta T_e = T_s - T_e \quad (3.5)$$

$$\Delta T_i = T_s - T_i \quad (3.6)$$

Dónde:

T_s : Temperatura de la superficie del intercambiador de 100°C

T_e : Temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor de 60°C

T_i : Temperatura del aire al ingreso del intercambiador de calor de 12°C

$$Q_2 = \dot{m} * C_p * (T_e - T_i) [W] \quad (3.7)$$

$$\dot{m} = \rho_a * v_s * A_T \left[\frac{Kg}{s} \right] \quad (3.8)$$

Dónde:

Q_2 : Calor por unidad de tiempo, requerido por el aire para incrementar su temperatura.

\dot{m} : Flujo de aire.

C_p : Calor específico del aire.

A_T : Área de la sección transversal del tubo.

ρ_a : Densidad del aire a 36°C

Para determinar el valor del calor cedido Q_1 , se deberá hallar el área total del intercambiador de calor A_s , en función de la longitud L de éste, considerando la figura 29 y 30, que son la sección transversal de la tubería de sección rectangular y su longitud L , que se está considerando para diseñar el intercambiador de calor se tendrá:

$$A_s = 0.2476 * L \quad [m^2] \quad (3.9)$$

Este es el valor de área del intercambiador de calor en función de su longitud L .

Ahora se necesita determinar el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor h , con la ecuación 3.11, pero antes se hallará el número de Nusselt, con los valores de los números de Reynolds y Prandtl para flujo laminar, se considera la velocidad promedio dentro del tubo igual 1 m/s.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 * \left(\frac{D_H}{L}\right) * Re * Pr}{1 + 0.04 * \left[\left(\frac{D_H}{L}\right) * Re * Pr\right]^{2/3}} \quad (3.10)$$

Ahora determinemos la ecuación del coeficiente convectivo en función del número de Nusselt.

$$h = \frac{Nu * K}{D_H} \quad (3.11)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.10, se obtiene la ecuación 3.12, que es el número de

Nusselt en función de la longitud de la tubería.

$$Nu = 3.66 + \frac{\left(\frac{2.5607}{L}\right)}{1 + \left(\frac{0.463}{L^{\frac{2}{3}}}\right)} \quad (3.12)$$

Reemplazando la ecuación 4.12 en 4.11 se tiene “h” en función de “L”.

$$h = 2.573 + \frac{\left(\frac{1.8}{L}\right)}{\left(1 + \frac{0.463}{L^{\frac{2}{3}}}\right)} \quad (3.13)$$

Ahora se considerará que:

$$Q_1 = Q_2 \quad (3.14)$$

Reemplazando los datos en la ecuación 4.7 se tiene que:

$$Q_2 = 82.42 [W]$$

Reemplazando las ecuaciones 3.4, 3.9 y 3.13 en la ecuación 3.3, y utilizando la igualdad de la ecuación 3.14, y reemplazando valores se obtiene una ecuación en términos de “L”.

$$5.468 = 2.573 * L + \frac{(1.8 * L^{2/3})}{(L^{2/3} + 0.463)} \quad (3.15)$$

Para resolver y encontrar el valor de “L”, se realizaron varias iteraciones, resolviendo la ecuación para:

$$L = 1.6024 [m] \approx 1.6 [m]$$

Entonces se calculó la **longitud mínima** que tendrá que recorrer el aire dentro del intercambiador de calor para que pueda incrementar su temperatura de 12°C hasta 60°C.

Ahora que se tiene definida la forma y la longitud L que mínimamente deberá de tener la tubería, para alcanzar la temperatura deseada, podremos modelar la forma que deberá tener el intercambiador de calor.

El modelo del intercambiador de calor hará que el aire sea forzado a circular en torno a éste, como se muestra en la figura 30, por tanto, la radiación solar hace que todo este intercambiador, incluyendo la carcasa que se instala sobre todo este intercambiador cubriéndolo

como un cilindro, como se muestra en la figura 31, llegue a tener una temperatura de 100°C, muy conveniente para nuestro caso.

Para que los intercambiadores de calor sean más eficientes se requiere incrementar el área por el cual realizarán la transferencia de calor, por tanto, consideramos que este diseño es el más óptimo como se determinó en el VDI al inicio de este capítulo, porque tiene una amplia área de transferencia de calor por conducción.



Figura 30 Modelo óptimo diseñado

Fuente: Creación propia

3.5.1. Análisis del proceso de transferencia de calor por el método de diferencias finitas.

Teniendo ya la forma que tendrá el intercambiador de calor, se procederá a realizar los cálculos necesarios, lo primero que se tiene que hacer es comprobar la temperatura a la cual se encuentra todas las superficies dentro del intercambiador de calor, para ello utilizaremos el método de diferencias finitas.

3.5.1.1. Elección de la geometría y creación de malla para el análisis por diferencias finitas.

Vamos a utilizar el método de diferencias finitas descrito en el capítulo II, para explicar el proceso de transferencia de calor, para ello se especifica la sección para el análisis, considerando el intercambiador de calor diseñado, como se muestra en la

figura 31.

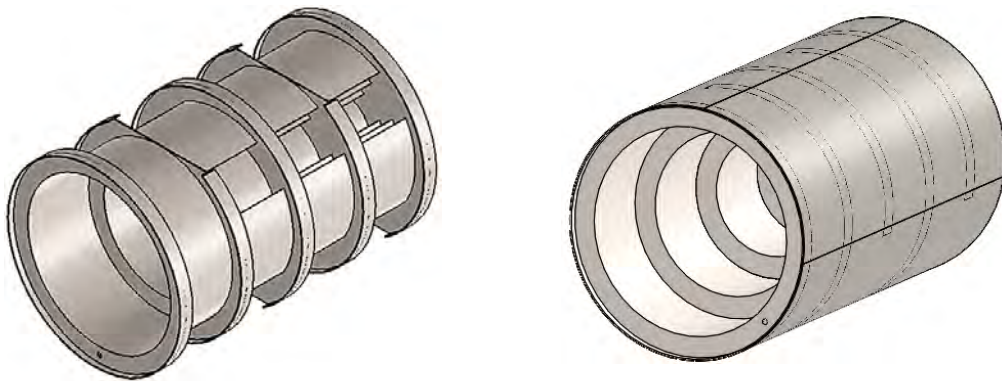


Figura 31 Intercambiador de calor

Fuente: Creación propia

El primer paso para determinar la sección para el análisis, es el de seccionar el intercambiador de calor, mediante un plano longitudinal y que pase por el diámetro del intercambiador de calor, como se muestra en la figura 32.

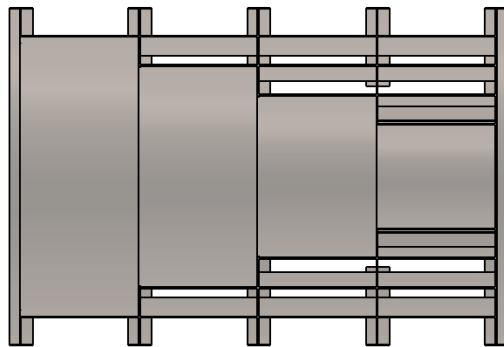


Figura 32 Corte del intercambiador de calor

Fuente: Creación propia

Después se seleccionará la figura achurada de color rojo, como se muestra en la figura 4.13, esta sección será considerada para el análisis por diferencias finitas.

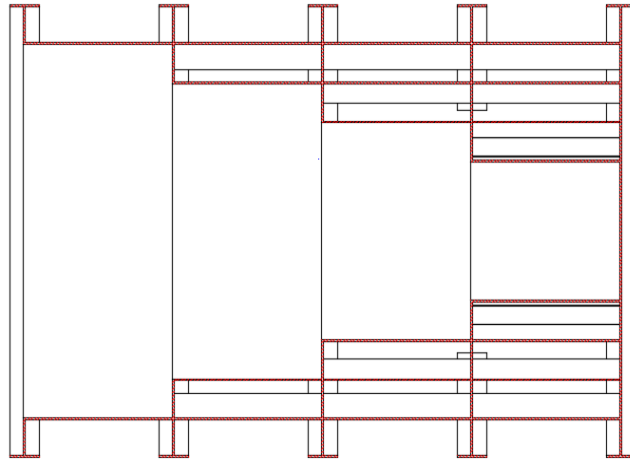


Figura 33: Sección seleccionada para el análisis por diferencias finitas

Fuente: Creación propia

Separamos la sección para el análisis, y reconocemos que la línea A-A que se muestra en la figura 35, es la línea simétrica de la figura, por tanto, los resultados que obtengamos por arriba y por debajo de la línea simétrica A-A serán iguales, entonces, solo es necesario analizar una de estas partes.

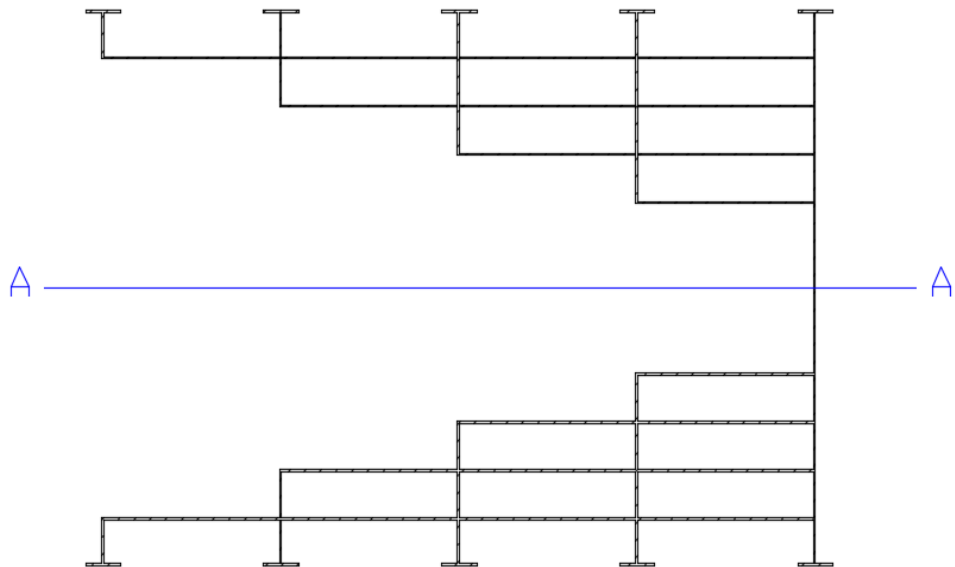


Figura 34: Sección seleccionada para el análisis con línea de simetría A-A

Fuente: Creación propia

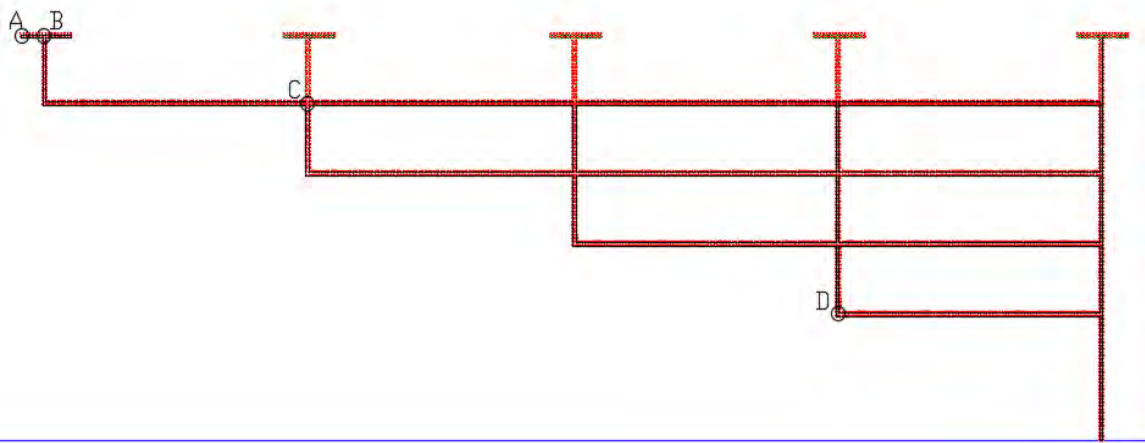


Figura 35: Sección superior para el análisis por diferencias finitas

Fuente: Creación propia

Para el análisis solo se considera la parte superior de la sección, figura 35, en ella se muestra los detalles (A, B, C y D) de la elaboración de la malla para el estudio por diferencias finitas.

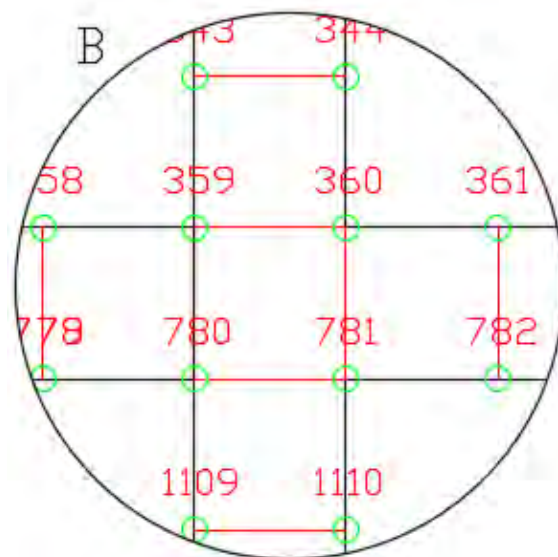


Figura 36: Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: Creación propia

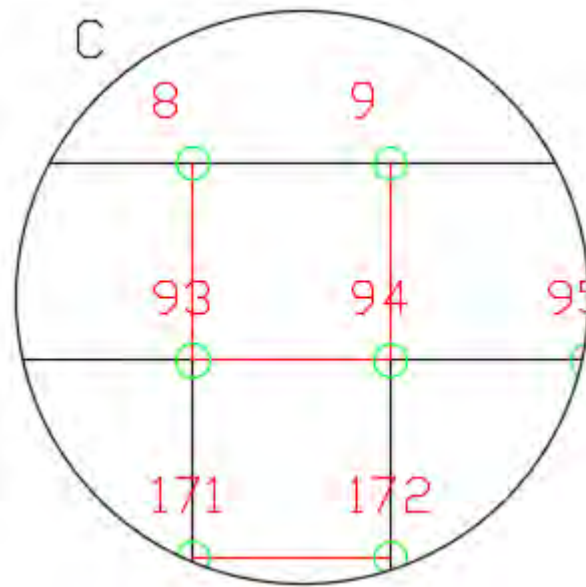


Figura 37: Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: Creación propia

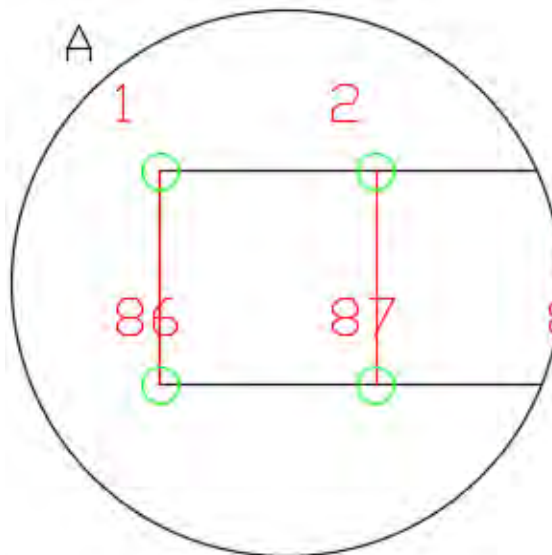


Figura 38: Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: Creación propia

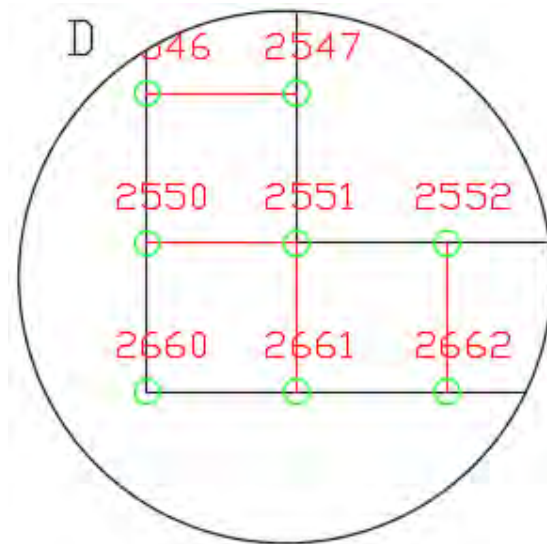


Figura 39 Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: Creación propia

Ya establecida la malla para el análisis, se procederá a realizar la siguiente suposición, en la cual se considera que toda la sección para el análisis estará envuelta por un aislante como se indica en la figura 40, esta suposición nos permitirá calcular la variación de la temperatura en toda la sección de análisis y ver su variación, para este análisis se considerará que todo el proceso de transferencia de calor se realiza por conducción.

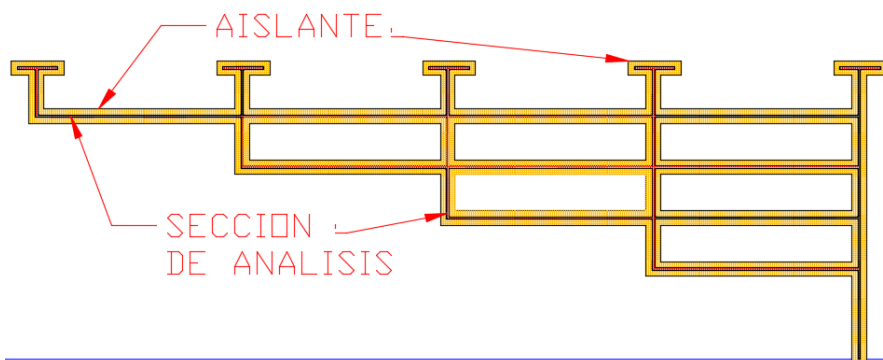


Figura 40 Suposición para el análisis

Fuente: Creación propia

3.5.1.2. Clases de nodos según su ubicación en la malla, para el análisis por diferencias finitas.

Ahora procederemos a identificar y clasificar los tipos de nodos que se encuentran en el arreglo de la malla para el análisis por diferencias finitas, según se indica en la figura 41.

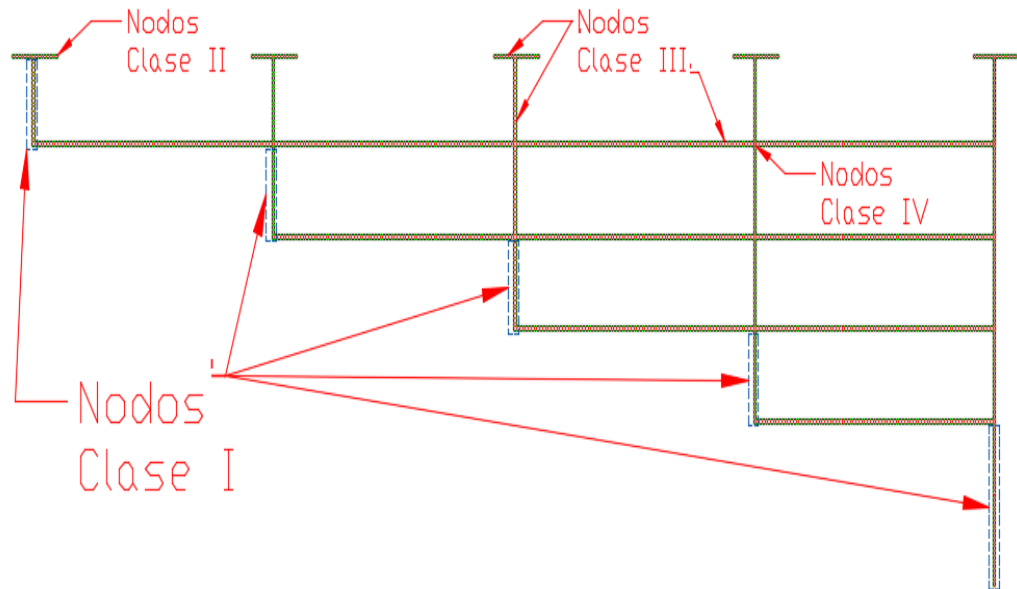


Figura 41 Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: Creación propia

A) Nodos Clase I: son los nodos que son afectados por la radiación solar de forma directa, y para el presente trabajo de investigación se considera que la temperatura de estos nodos se encuentra a 100°C, porque se comprobó midiendo directamente al exponer la plancha de acero galvanizado a la radiación solar captada por el concentrador solar Scheffler, se pone como ejemplo los nodos que aparecen en la figura 42, cuyas numeraciones se indican en las mismas.

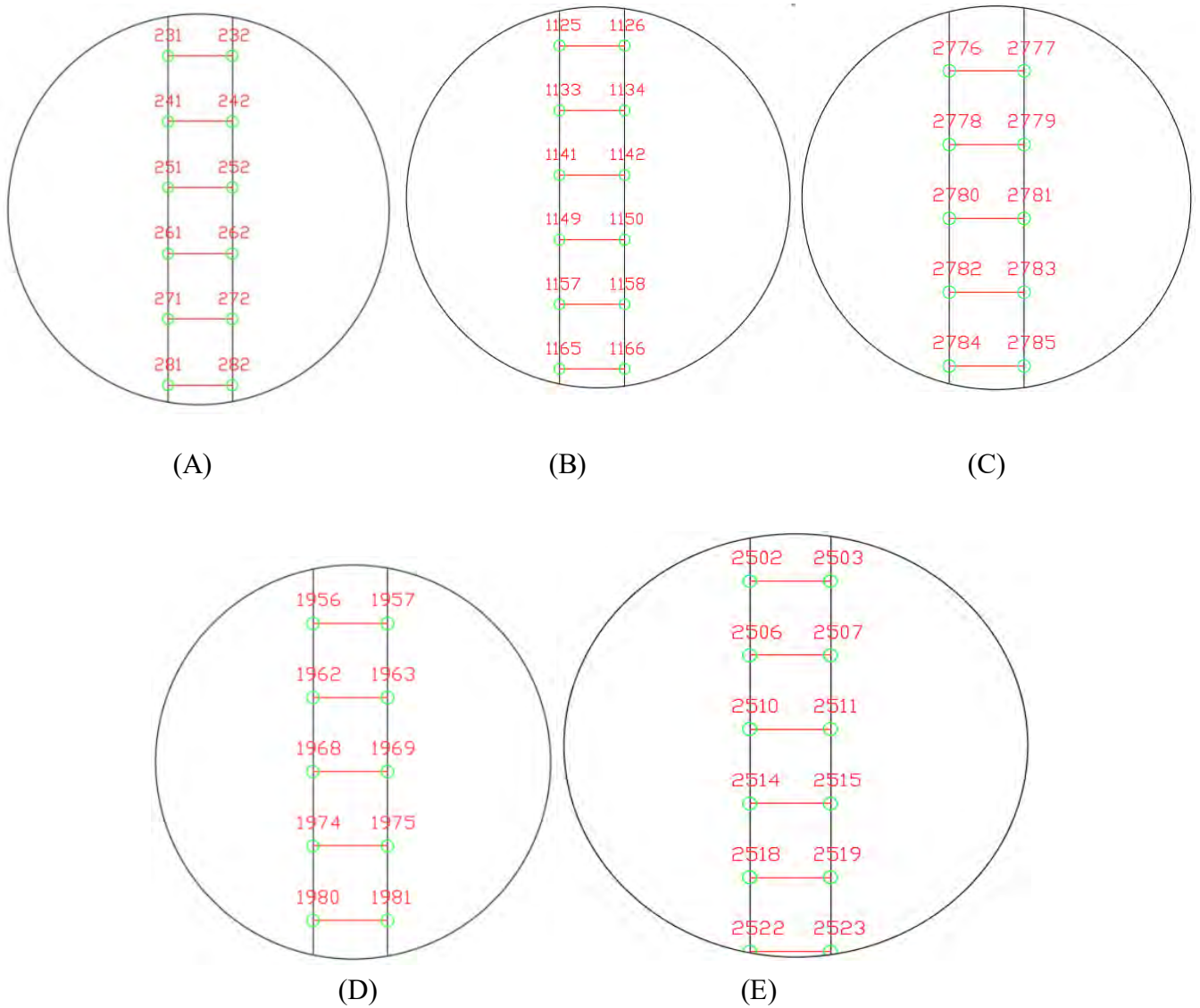


Figura 42 Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: Creación propia

B) Nodos Clase II: son los nodos que se encuentran en las esquinas, que, solo tienen dos nodos vecinos, como por ejemplo los nodos 1 y 86 mostrados en la figura 39. y el nodo 2660 de la figura. 40.

C) Nodos Clase III: Son los nodos que se encuentran en los bordes y tienen tres nodos vecinos, como por ejemplo los nodos 2550, 2661 de la figura 40.

D) Nodos Clase IV: Son los nodos que tienen cuatro nodos vecinos, como, por ejemplo, los nodos 359, 360, 780 y 781 de la figura 37 y el nodo 2551 de la figura 40.

3.5.1.2.1. Ecuación característica según la clasificación de nodos por balance de energía.

Usando el método de balance de energía, Çengel (2011), el cual plantea que todos los procesos de transferencia de calor de los nodos vecinos entran al nodo en el cual se quiere calcular la temperatura (Ver figuras 44, 45 y 46) y la sumatoria de estos es igual a cero, este procedimiento se realizará en los diferentes nodos descritos anteriormente y vamos a escribir su ecuación que caracteriza a cada clase de nodo, para nuestro trabajo se usará como ejemplo el análisis realizado en un nodo y así se tendrá el mismo resultado para los nodos de la misma clase.

A. Los Nodos Clase I

Este tipo de nodos no necesita de una ecuación característica para determinar la temperatura de estos en función de los nodos vecinos, como ya se mencionó, experimentalmente se determinó que al exponer la plancha galvanizada a la radiación utilizando el concentrador solar Scheffler, esta alcanza una temperatura de 100°C, entonces, al estar estos nodos expuestos a esta radiación, se asume que la temperatura de estos nodos es de 100°C.

B. Nodos Clase II

Ahora con las consideraciones anteriormente mencionadas, se procederá a realizar el balance de energía para este tipo de nodos, como se muestra en la figura 44, se realiza el balance de energía, considerando las dimensiones de la malla ΔX y ΔY

$$\Delta X = \Delta Y = 1.2 \text{ mm}$$

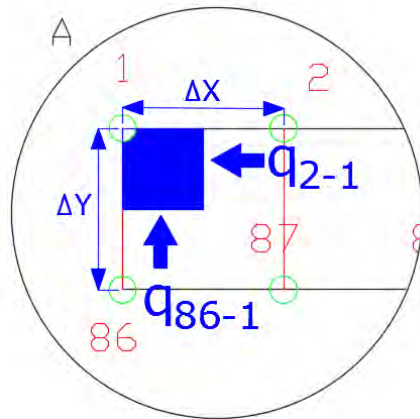


Figura 43 Balance de energía para el nodo 1

Fuente: Creación propia

Realizando el balance de energía en el nodo 1 se tiene la ecuación 4.16

$$q_{2-1} + q_{86-1} = 0 \quad (3.16)$$

Como se desarrolló en el capítulo 2, estos procesos de transferencia de calor son solo por conducción reemplazando en la ecuación 3.16 se tiene la ecuación 3.17

$$\frac{K_{galv} * \Delta Y}{\Delta X} (T_2 - T_1) + \frac{K_{galv} * \Delta X}{\Delta Y} (T_{86} - T_1) = 0 \quad (3.17)$$

Dónde:

K_{galv} : Conductividad termica de la plancha galvanizada

Operando en la ecuación 3.17 se obtiene:

Ecuación característica:

$$T_1 = \frac{1}{2} (T_2 + T_{86}) \quad (3.18)$$

La ecuación 4.18 establece el valor de la temperatura del nodo 1 en función de los nodos vecinos, nodos 2 y 86,

Este mismo procedimiento es utilizado para determinar la ecuación de los demás nodos según el tipo o clase de nodo, como sigue a continuación.

C. Nodos Clase III

Para este tipo de nodos también se sigue el mismo procedimiento determinando la ecuación característica de la temperatura de este nodo en función de sus nodos vecinos

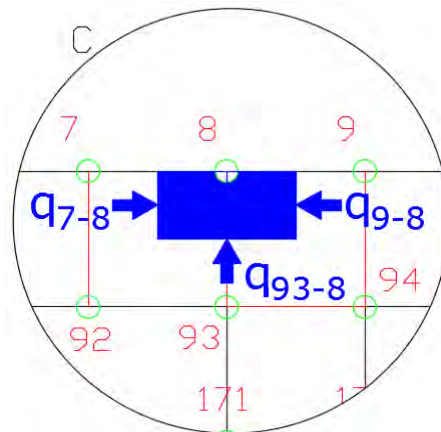


Figura 44 Balance de energía nodo 8
Fuente: Creación propia

Ecuación característica:

$$T_8 = \frac{1}{4} (T_7 + T_9 + T_{93}) \quad (3.19)$$

D. Nodos Clase IV

Realizando el balance de energía para este tipo de nodos.

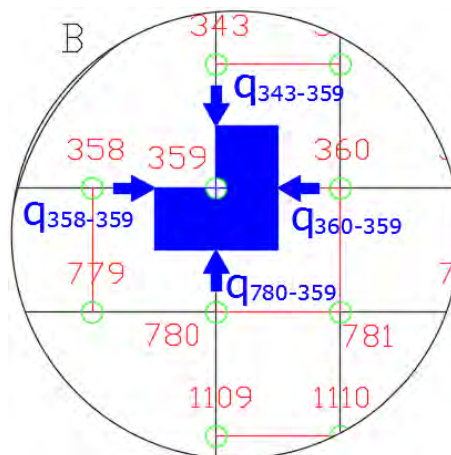


Figura 45 Balance de energía nodo 359
Fuente: Creación propia

Ecuación característica:

$$T_{359} = \frac{1}{6}(T_{343} + T_{358} + 2 * T_{360} + 2 * T_{780}) \quad (3.20)$$

3.5.1.2.2. Solución de las ecuaciones características para cada nodo

Se debe resolver el sistema de la cantidad de ecuaciones como nodos existen en la malla. Ya teniendo presente la posición de los nodos en la malla, si existiera muchas variables y con igual número de ecuaciones se usará el **método iterativo de Gauss-Seidel**, Cengel (2011), que consiste en formar una sistema de ecuaciones con la misma cantidad de incógnitas y resolviéndoles de forma iterativa, complicado hacerlo manualmente, entonces se resolverá con la ayuda de computadoras, para poder usar el método iterativo se haría uso del programa Matlab, Excel, en este trabajo de investigación usaremos el Excel haciendo uso de la herramienta de cálculo iterativo que presenta este programa, en el cual se ingresa el número de iteraciones, y el error del cálculo, los que ayudaran a realizar el cálculo de las soluciones de las ecuaciones planteadas.

3.5.1.2.3. Resultados del análisis realizado

- El resultado de la solución de las ecuaciones se muestra en el plano 34, donde se muestra que los nodos de las superficies en el interior del intercambiador de calor están entre 99.5° C y 100°C, entonces, es válida la medida obtenida experimentalmente, que todas las superficies en el interior del intercambiador de calor están aproximadamente a 100°C.
- La longitud que necesita recorrer el aire dentro del intercambiador mínimamente debe ser de 1.6 m, teniendo las dimensiones del intercambiador de calor, se tiene que el aire recorre dentro de éste una longitud de **1.8 m**, superando el mínimo requerido.
 - El intercambiador de calor diseñado cumple con los requisitos mínimos para calentar el aire de 12°C a 60°C.

3.5.2. Cálculo Térmico de Cámara de Calentamiento

3.5.2.1. Parámetros de Operación

3.5.2.1.1. Temperatura del aire en salida de la cámara de calentamiento

Para una producción óptima del secado de la carne se requiere llegar a la temperatura de 60°C en la salida de la cámara de calentamiento, según Almonacid y Ramírez (2016), mencionado en los antecedentes.

3.5.2.1.2. Balance de Energía de la Cámara de Calentamiento

Para realizar el cálculo de temperatura de la cámara, se realiza un balance de energía de este, para facilitar el análisis la cámara se desglosa para obtener una cámara lineal como se aprecia en la figura 46.

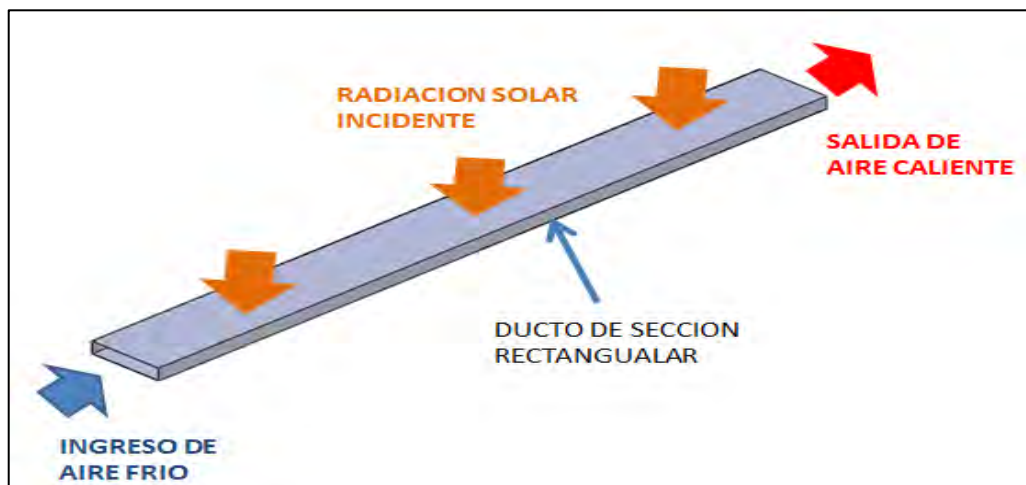


Figura 46. Cámara de calentamiento desglosada
(Fuente: Elaboración propia)

El balance de energía de la cámara de calentamiento se realiza para los tres elementos que conforman como la placa superior, el aire y la placa inferior. La siguiente figura muestra un diagrama de la cámara en el cual se analiza las interacciones energéticas que incluyen la transferencia de calor entre la placa superior, el aire y la placa inferior.

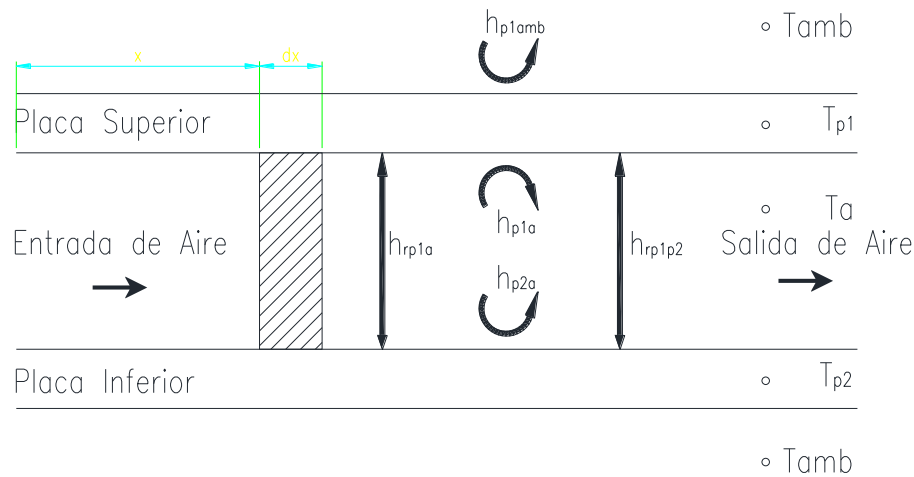


Figura 47. Cámara de calentamiento desglosada
(Fuente: Elaboración propia)

El balance de energía para la placa superior (T_{p1}), se muestra en la siguiente ecuación

$$S - h_{p1amb}(T_{p1} - T_{amb}) - h_{p1a}(T_{p1} - T_a) - h_{rp1p2}(T_{p1} - T_{p2}) = 0$$

Donde:

S : energía absorbida por la placa en forma de radiación solar

h_{p1a} : coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa superior y el aire

h_{p1amb} : coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa superior y el ambiente

h_{rp1p2} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa superior e inferior

T_{p1} : temperatura de la placa superior

T_a : temperatura del aire

T_{amb} : temperatura del ambiente

T_{p2} : temperatura de la placa inferior

Esta ecuación es la suma de los siguientes términos: la energía absorbida por la placa superior en forma de radiación solar y las pérdidas entre la placa superior y el medio ambiente. Dentro de las pérdidas se encuentra la transferencia de calor por convección desde la placa superior y su medio ambiente, también por convección a través del aire y la placa, y por radiación entre la placa superior e inferior.

Luego pasamos al balance de energía del aire, que se muestra en la siguiente ecuación

$$\dot{q}_u = h_{p1a}(T_{p1} - T_a) + h_{p2a}(T_{p2} - T_a)$$

Donde:

\dot{q}_u : flujo de calor que se transfiere al fluido de trabajo

h_{p1a} : coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa superior y el aire

h_{p2a} : coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa inferior y el aire

T_{p1} : temperatura de la placa superior

T_a : temperatura del aire

T_{p2} : temperatura de la placa inferior

Esta ecuación está representada por la transferencia de calor por convección entre el aire con la placa superior e inferior,

Luego pasamos al balance de la placa inferior (T_{p2}), se muestra en la siguiente ecuación:

$$h_{rp2amb}(T_{p2} - T_{amb}) + h_{p2a}(T_{p2} - T_a) + h_{rp2p1}(T_{p2} - T_{p1}) = 0$$

Donde:

h_{rp2amb} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa inferior y el ambiente

h_{p2a} : coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa inferior y el aire

h_{rp2p1} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa inferior y superior

T_{p2} : temperatura de la placa inferior

T_{amb} : temperatura del ambiente

T_a : temperatura del aire

T_{p1} : temperatura de la placa superior

Esta ecuación representa la transferencia de calor por radiación entre la placa inferior y el ambiente, por convección en la placa inferior y el aire y para radiación entre la placa inferior y superior.

3.5.2.1.3. Cálculo de Temperaturas

En este ítem se realizará el cálculo de las temperaturas de la placa superior (T_{p1}), temperatura de aire (T_a) y la temperatura de la placa inferior (T_{p2}), esto se realizará a partir de las ecuaciones que obtuvimos del balance de energía

$$S - h_{p1amb}(T_{p1} - T_{amb}) - h_{p1a}(T_{p1} - T_a) - h_{rp1p2}(T_{p1} - T_{p2}) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$\dot{q}_u - h_{p1a}(T_{p1} - T_a) - h_{p2a}(T_{p2} - T_a) = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$h_{rp2amb}(T_{p2} - T_{amb}) + h_{p2a}(T_{p2} - T_a) + h_{rp2p1}(T_{p2} - T_{p1}) = 0 \dots \dots \dots (3)$$

Donde tenemos tres variables a calcular (T_{p1} , T_a , T_{p2}) y tres ecuaciones, entonces a continuación se realiza el cálculo de dichas variables:

En la ecuación (1) se reemplaza los valores que tenemos:

$$S - h_{p1amb}(T_{p1} - T_{amb}) - h_{p1a}(T_{p1} - T_a) - h_{rp1p2}(T_{p1} - T_{p2}) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

Donde S representa la energía absorbida por la placa en forma de radiación solar, y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S = \frac{\tau \alpha_{p1} I}{1 - (1 - \alpha_{p1}) \rho_{p1}}$$

Donde:

ρ_{p1} : reflectividad de la superficie (placa galvanizada toma el valor de 0.588)

τ : transmitancia. No existe cubierta en el receptor toma el valor de 1.

α_{p1} : absorbanza. Valor por propiedad del material del receptor

(acero) toma un valor de 0.77

Reemplazando estos valores en la ecuación tenemos que:

$$S = \frac{\tau \alpha_{p1} I}{1 - (1 - \alpha_{p1}) \rho_{p1}}$$
$$S = \frac{(1)(0.77) \left(991.5 \frac{W}{m^2}\right)}{1 - (1 - 0.77)(0.588)}$$
$$S = 882.607 \frac{W}{m^2}$$

Para el coeficiente de transferencia de calor por convección entre placa superior y el ambiente h_{p1amb} , está relacionado directamente con la velocidad del viento v_w , como se aprecia en la siguiente ecuación:

$$h_{p1amb} = 2.8 + 3 \cdot v_w$$

La velocidad del viento promedio para la ciudad del Cusco es de un valor de 2.1m/s

Reemplazando:

$$h_{p1amb} = 2.8 + 3 \cdot v_w$$
$$h_{p1amb} = 2.8 + 3 \cdot \left(2.1 \frac{m}{s}\right)$$
$$h_{p1amb} = 9.1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección entre el aire y las placas son iguales y se estiman a partir de la siguiente ecuación:

$$h_{p1a} = h_{p2a} = \frac{Nu K_a}{D_h}$$

Para determinar estas variables se utiliza la temperatura de película, que se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_{pelicula} = \frac{T_{ingreso} + T_{salida}}{2}$$

Donde las temperaturas de ingreso y salida se refieren a las temperaturas del aire a su ingreso y salida de la cámara de calentamiento, reemplazando tenemos que:

$$T_{pelicula} = \frac{T_{ingreso} + T_{salida}}{2}$$

$$T_{pelicula} = \frac{12^{\circ}C + 60^{\circ}C}{2}$$

$$T_{pelicula} = 36^{\circ}C$$

Con el valor obtenido de la temperatura de película, veremos las propiedades del aire en la tabla 15:

Tabla 15

Propiedades del aire a presión 1 atm.

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura	T	°C	36
Velocidad de flujo	v	m/s	1.1
Viscosidad cinemática	ν	m ² /s	1.702x10 ⁻⁵
Conductividad térmica	k	W/m°K	0.02662

Nota: Estos valores fueron obtenidos de la tabla de propiedades del aire a presión de 1 atm. Ver ANEXO 01. Fuente: Cengel (2007)

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección se estableció el número de Reynolds:

$$Re = \frac{D_h \cdot \rho_{40^{\circ}}}{\nu_{40^{\circ}}}$$

Donde:

R_e : Numero de Reynolds

D_h : Diametro hidraulico

$\rho_{40^{\circ}}$: Densidad del aire a 40°C

$\nu_{40^{\circ}}$: viscosidad cinematica del aire a 40°C

Donde el diámetro hidráulico se determina con la siguiente expresión:

$$D_h = \frac{4A}{P}$$

Donde:

A : area de la seccion transversal del ducto

P :perimetro de la seccion

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$D_h = \frac{4A}{P}$$

$$D_h = \frac{4(0.1m)(0.024m)}{(0.248m)}$$

$$D_h = 0.0387m$$

Teniendo este valor se reemplazando en la ecuación:

$$R_e = \frac{D_h \cdot v}{\nu_{40^\circ}}$$

$$R_e = \frac{(0.0387m) \left(130 \frac{m}{s}\right)}{1.702 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$R_e = 295593$$

Luego se determina el número de Nusselt con la siguiente ecuación:

$$N_u = 0.0158R_e^{0.8}$$

$$N_u = 0.664(295593)^{0.8}$$

$$N_u = 376$$

Finalmente se determina el coeficiente convectivo:

$$h_{p1a} = h_{p2a} = \frac{N_u K_a}{D_h}$$

$$h_{p1a} = h_{p2a} = \frac{(376) \left(0.02662 \frac{W}{m^{\circ}K}\right)}{(0.0387m)}$$

$$h_{p1a} = h_{p2a} = 258.633 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa superior e inferior se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_{rp1p2} = \varepsilon_{p1} \sigma (T_{p1}^2 + T_{p2}^2) (T_{p1} + T_{p2})$$

Donde:

ε_{p1} : emisividad de la placa galvanizada(0.28)

σ :constante de Stefan-Boltzmann

Reemplazando los valores en la ecuación previa tenemos que:

$$h_{rp1p2} = \varepsilon_{p1}\sigma(T_{p1}^2 + T_{p2}^2)(T_{p1} + T_{p2})$$

$$h_{rp1p2} = (0.28) \left(5.668 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \circ K^4} \right) (T_{p1}^2 + T_{p2}^2)(T_{p1} + T_{p2})$$

$$h_{rp1p2} = 1.587 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \circ K^4} (T_{p1}^2 + T_{p2}^2)(T_{p1} + T_{p2})$$

A continuación, estos valores se reemplazan en la ecuación (1):

$$S = h_{p1amb}(T_{p1} - T_{amb}) + h_{p1a}(T_{p1} - T_a) + h_{p1p2}(T_{p1} - T_{p2}) \dots \dots \dots (1)$$

$$882.607 \frac{W}{m^2} = 9.1 \frac{W}{m^2 \circ K} (T_{p1} - 293^\circ) + 258.633 \frac{W}{m^2 \circ K} (T_{p1} - T_a) + 1.587 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \circ K^4} (T_{p1}^2 + T_{p2}^2)(T_{p1} + T_{p2})(T_{p1} - T_{p2})$$

$$3548.907 = 267.733T_{p1} - 258.633T_a + 1.587 \times 10^{-8} (T_{p1}^4 - T_{p2}^4)$$

En la ecuación (2) se reemplaza los valores que tenemos:

$$\dot{q}_u - h_{p1a}(T_{p1} - T_a) - h_{p2a}(T_{p2} - T_a) = 0 \dots \dots \dots (2)$$

Donde el flujo de calor se calcula en base la tasa de transferencia (\dot{Q}), el cual fue calculado en el ítem del cálculo térmico de la cámara de deshidratación, el cual nos da el calor que necesita este, con un valor de:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A}$$

$$\dot{q} = \frac{362W}{2.188m^2}$$

$$\dot{q} = 165.423 \frac{W}{m^2}$$

Reemplazando en la ecuación (2) tenemos que:

$$\dot{q}_u = h_{p1a}(T_{p1} - T_a) + h_{p2a}(T_{p2} - T_a)$$

$$165.423 \frac{W}{m^2} = 258.633 \frac{W}{m^2 \circ K} [(T_{p1} - T_a) + (T_{p2} - T_a)]$$

$$0.639 = T_{p1} + T_{p2} - 2T_a$$

En la ecuación (3) se reemplaza los valores que tenemos:

$$h_{p2amb}(T_{p2} - T_{amb}) + h_{p2a}(T_{p2} - T_a) + h_{p2p1}(T_{p2} - T_{p1}) = 0 \dots \dots \dots (3)$$

$$9.1 \frac{W}{m^2 \circ K}(T_{p2} - 293^\circ) + 258.633 \frac{W}{m^2 \circ K}(T_{p2} - T_a) + 1.587 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \circ K^4}(T_{p2}^2 + T_{p1}^2)(T_{p2} + T_{p1})(T_{p2} - T_{p1}) = 0$$

$$267.733T_{p2} - 258.633T_a + 1.587 \times 10^{-8}(T_{p2}^4 - T_{p1}^4) = 2666.3$$

Agrupamos las tres ecuaciones y tenemos que:

$$3548.907 = 267.733T_{p1} - 258.633T_a + 1.587 \times 10^{-8}(T_{p1}^4 - T_{p2}^4) \dots \dots \dots (1)$$

$$0.639 = T_{p1} + T_{p2} - 2T_a \dots \dots \dots (2)$$

$$2666.3 = 267.733T_{p2} - 258.633T_a + 1.587 \times 10^{-8}(T_{p2}^4 - T_{p1}^4) \dots \dots \dots (3)$$

A partir de estas ecuaciones se determinan las siguientes temperaturas

$$T_a = 332.094^\circ K = 59^\circ C$$

$$T_{p1} = 342.170^\circ K = 69.2^\circ C$$

$$T_{p2} = 322.657^\circ K = 49.6^\circ C$$

De donde concluimos que, la temperatura a la cual debe estar la cámara de calentamiento es de 69.2°C, para producir aire caliente a la salida a una temperatura de 60°C

3.5.2.2. Cálculo de Espesor de Aislante Térmico

Ahora calcularemos el espesor del aislante para disminuir las pérdidas de calor a través de la carcasa, tomando en cuenta la figura 48.

Dónde:

T_S : Temperatura de la superficie de la carcasa igual 100°C

T_{ext} : Temperatura del exterior del aislante igual a 12°C

D_{int} : Diámetro del exterior de la carcasa igual a 0.2876 m

D_{ext} : Diámetro del aislante montado sobre el intercambiador de calor igual a 0.4876

mm

$e = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2}$: Espesor de aislante.

L_{int} : Longitud del intercambiador de calor igual a 0.5 m

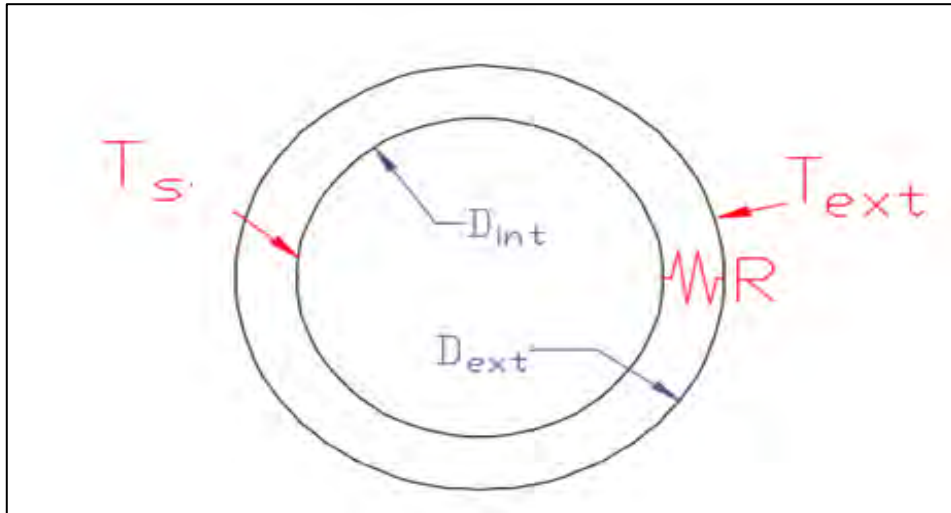


Figura 48. Diagrama de resistencia del aislante.
(Fuente: Creación propia)

Considerando las conductividades térmicas de la fibra de vidrio y la transmitancia del vidrio de 6 mm de espesor, ambos valores extraídos de la norma técnica peruana EM-110.

$$K_{fibra-vidrio} = 0.04 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$$

$$U_{vidrio} = 5.7 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

El flujo de calor que se pierde a través del aislante que se desarrolla por la generatriz de la carcasa el intercambiador de calor es:

$$Q_{aislante-1} = \frac{T_s - T_{ext}}{R_1} \quad (3.21)$$

$$R_1 = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * L_{int} * K_{fibra-vidrio}} \quad (3.22)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones 3.21 y 3.22, se tiene que:

$$Q_{aislante-1} = 20.95 [W]$$

El flujo de calor que se pierde a través del aislante por la parte posterior del intercambiador de calor es:

$$Q_{aislante-2} = \frac{T_S - T_{ext}}{R_2} \quad (3.23)$$

$$R_2 = \frac{e}{K_{fibra-vidrio} * A} \quad (3.24)$$

$$A = \frac{D_{int}^2 * \pi}{4} \quad (3.25)$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$Q_{aislante-2} = 2.29 [W]$$

Perdida de calor por el protector de vidrio en la parte del frente del intercambiador de calor.

$$Q_{vidrio} = U_{vidrio} * A * (T_S - T_{ext}) [W] \quad (3.26)$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$Q_{vidrio} = 32.59 [W]$$

El calor por unidad de tiempo, que se pierde es de:

$$Q = Q_{aislante-1} + Q_{aislante-2} + Q_{vidrio} = 55.83 [W] \quad (3.27)$$

La potencia que se pierde no representa un valor importante, por tanto, mantendremos el espesor del aislante de fibra de vidrio con $e = 10 \text{ cm}$.

3.5.2.3. Cálculo Estructural de Cámara de Calentamiento

Entre los componentes importantes que conformar la cámara de calentamiento, están aquellos que entran en contacto directo con el aire y estos son:

- Aletas
- Bases
- Anillos
- Carcasa

3.5.2.4. Diseño de Aleta

Son las encargadas de incrementar el área de transferencia de calor, estas son instaladas entre los anillos, uniéndose a ellos por los bordes curvos de la aleta, señalados por las flechas rojas, en un caso crítico consideraremos que el flujo de aire es perpendicular a la aleta.

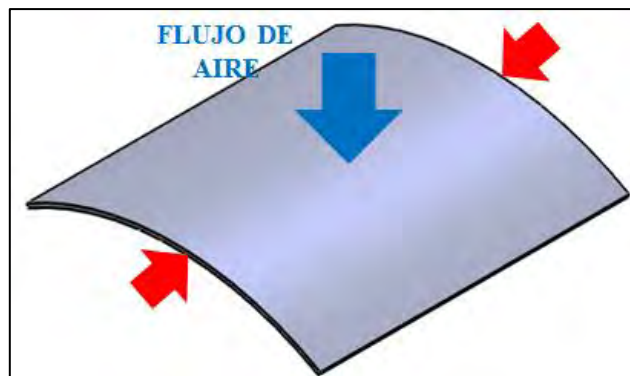


Figura 49. Aleta
(Fuente: Creación propia)

3.5.2.4.1. Cálculo de la fuerza de arrastre

La fuerza ejercida por un fluido sobre un cuerpo es llamada fuerza de arrastre en mecánica de fluidos, para el cálculo se considera lo descrito en Mott (2006).

$$F_D = \frac{1}{2} * (C_D * \rho * v^2 * A) \quad (3.28)$$

Dónde:

C_D : Coeficiente de arrastre

ρ : Densidad del aire, para el Cusco de $0.7173 [Kg/m^3]$

v : Velocidad del aire, se considera el máximo obtenido en la simulación el flujo de aire dentro del intercambiador de calor, $2.34 [m/s]$

A : Área de la superficie perpendicular al flujo de aire.

Para hallar el coeficiente de arrastre se tiene que

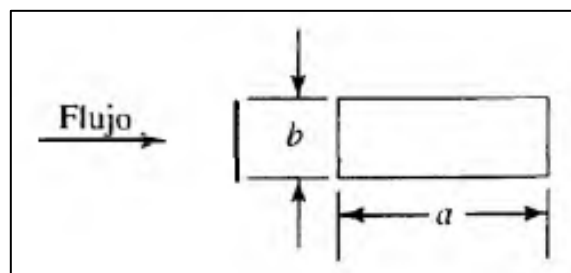


Figura 50. Modelo de análisis-viga

Fuente: Mecánica de Fluidos de Robert L. Mott (2006)

Entonces para nuestro caso se tiene: $\frac{a}{b} = \frac{125.7}{100} = 1.257$

a/b	C_D
1	1.16
4	1.17
8	1.23
12.5	1.34
25	1.57
50	1.76
∞	2

Por tanto $C_D = 1.16$

Reemplazando valores en la ecuación 3.28, se tiene que la fuerza de arrastre es:

$$F_D = 0.06 [N]$$

3.5.2.4.2. Cálculo de Aleta

La fuerza del flujo de aire sobre la aleta la consideraremos con un caso crítico, es decir cuando este flujo es perpendicular a la aleta como se muestra en la figura.

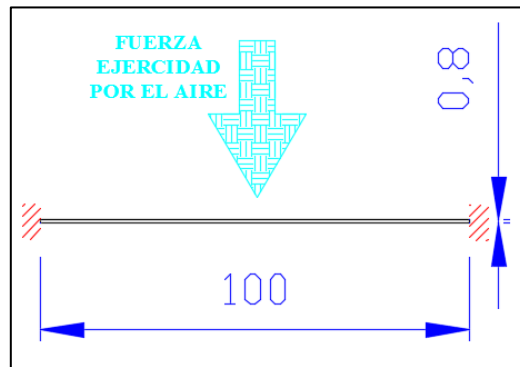


Figura 51. Fuerza ejercida por el aire
(Fuente: Creación propia)

Considerando que la aleta es una viga para ver si la fuerza de arrastre calculada que actúa perpendicularmente a la superficie de la aleta es capaz de provocar esfuerzos sobre esta y su deformación.

La figura 70 muestra la fuerza de arrastre y las reacciones que actúan sobre la aleta, según este diagrama se hallaran los diagramas y ecuaciones de momentos flectores, fuerzas cortantes y deflexiones, en los tramos AC y BC.

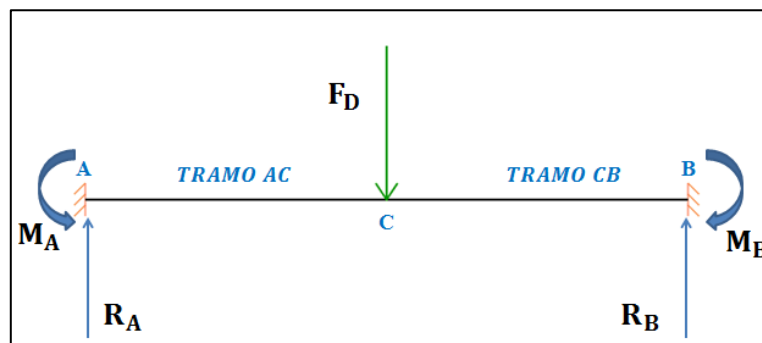
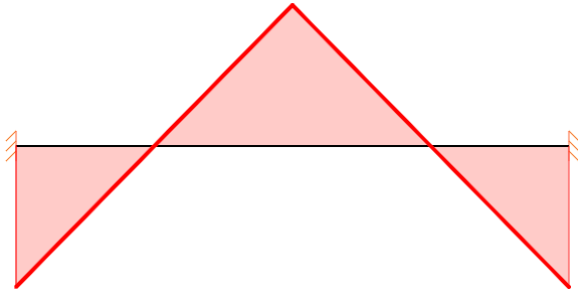


Figura 52. Diagrama de cuerpo libre
(Fuente: Creación propia)

Tabla 16

Diagramas de fuerzas cortantes, momentos flectores y flechas.

Diagrama de momento flectores

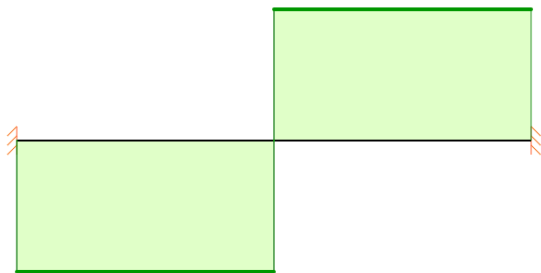


Ecuaciones de momentos flectores tramo AC

$$M = -0.030 * X + 0.001$$

Ecuaciones de momentos flectores tramo CB

$$M = 0.030 * X - 0.02$$



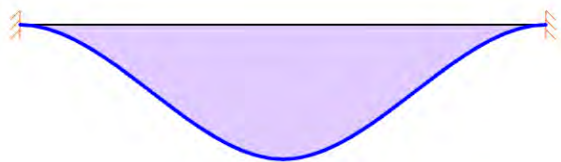
Ecuaciones de fuerzas cortantes tramo AC

$$T = 0.030$$

Ecuaciones de fuerzas cortantes tramo CB

$$T = -0.030$$

Diagrama de deflexiones



Ecuaciones de deflexiones tramo AC

$$\frac{y}{EI} = 5.0 * 10^{-3} * X^3 - 3.75 * 10^{-4} * X^2$$

Ecuaciones de deflexiones tramo CB

$$\begin{aligned} \frac{y}{EI} = & -5.0 * 10^{-3} * X^3 + 1.125 * 10^{-3} \\ & * X^2 - 7.5 * 10^{-5} * X \\ & + 1.25 * 10^{-6} \end{aligned}$$

Fuente: Creación propia

Valores máximos:

- Momento máximo en la sección
- Posición: 0.100000 [m]
- Magnitud: 0.000750 [N.m]

- Mayor valor del esfuerzo cortante
- Posición: 0.050000 [m]
- Magnitud: -0.030000 [N]
- Mayor valor deformación (sin dividir entre $E \cdot I$)
- Posición: 0.050000 [m]
- Magnitud: -0.000000 [m]

Por el resultado obtenido de la deformación máxima de la aleta que se da en el medio de esta, es cero, por lo que se concluye que la fuerza ejercida por el flujo de aire sobre la aleta no provoca deformación alguna de la aleta, por tanto, los esfuerzos también serán mínimos y esto utilizando una plancha de 0.8 mm de espesor, por tanto, los espesores de 1.2 y 1.5 mm también serán capaces de resistir la fuerza ejercida por el flujo de aire dentro del intercambiador de calor.

3.5.2.5. Diseño de Base

Son instaladas entre los anillos, uniendo uno con otro, dándole forma al intercambiador, también tiene la función de incrementar el área de transferencia de calor, se considerará el caso crítico que el flujo de aire es radial a la base, a diferencia de las aletas, las bases por su forma cilíndrica poseen mayor resistencia a la presión del aire, son unidas a los anillos por los bordes circulares del cilindro, indicado por las flechas rojas.

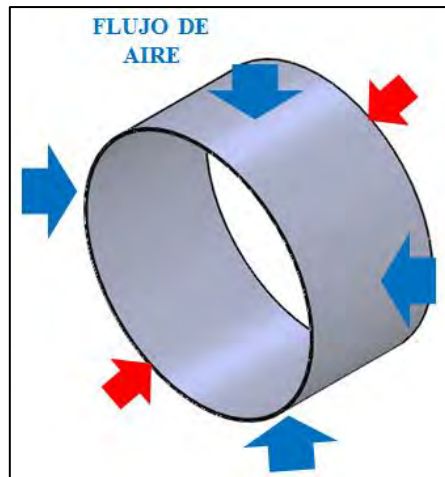


Figura 53. Base
(Fuente: Creación propia)

3.5.2.6. Diseño de Anillo

Son las piezas que reciben la radiación proveniente del concentrador solar, y su función principal es la de transmitir por conducción el calor generado por la radiación a los demás componentes del intercambiador de calor, en caso crítico el flujo de aire se considerara perpendicular a los anillos y es unida a las bases por la línea roja circular en el interior del anillo y a la carcasa por la línea roja del exterior del anillo y las aletas son unidas a los anillos en superficie de estos entre estas dos líneas rojas.



Figura 54. Anillo
(Fuente: Creación propia)

3.5.2.7. Diseño de Carcasa

Componentes encargados de cubrir en su totalidad los anillos, bases y aletas, cerrando el circuito por donde circulara el aire, este componente se unirá a los anillos mediante auto

perforantes, en varios puntos, lo que hará que la presión del aire sobre estos sea mínima, a pesar que el flujo de aire es perpendicular a esta pieza en la zona cóncava.

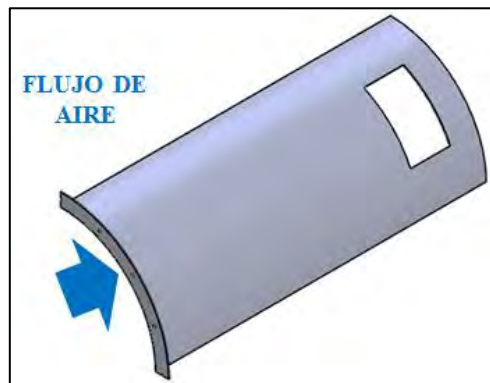


Figura 55. Carcasa
(Fuente: Creación propia)

3.6. Diseño de Cámara de Deshidratación

3.6.1. Calculo Térmico de Cámara de Deshidratación

3.6.1.1. Condiciones de Operación

Tabla 17

Valores de los parámetros de

Temperatura(°C)	Humedad Relativa(%)	Presión Atmosférica(Kpa)
12	50	66.124

Fuente: Creación propia

Tomando en cuenta la altura, la presión atmosférica, la temperatura promedio y humedad relativa de la tabla, obtuvimos las siguientes propiedades del aire

Tabla 18

Valores de los parámetros de

Propiedades	Cantidad	Unidad
Temperatura del aire	12	°C
Humedad Relativa	50	%
Presión Atmosférica	66.124	KPa
Densidad		Kg/m ³
Humedad Especifica		$Kg_{agua}/Kg_{aire\ seco}$
Volumen Especifico		m ³ /Kg
Entalpia		KJ/Kg
Temperatura Bulbo Húmedo		°C
Temperatura de Rocío		°C

Fuente: Creación propia

El aire ingresa a la cámara de deshidratación que se encuentra a temperatura ambiente para luego calentarse para alcanzar la temperatura de trabajo. Se debe obtener una temperatura máxima de deshidratación de 60°C, teniendo en cuenta que la humedad relativa máxima dentro de la cámara llegue al 12.0%, estos valores obtenidos experimentalmente, en la siguiente tabla se observa las características del aire a la máxima condición de trabajo en el interior de la cámara de deshidratación.

Tabla 19
Valores de los parámetros de aire

Propiedades	Cantidad	Unidad
Temperatura del aire	60	°C
Humedad Relativa	12	%
Densidad		Kg/m ³
Humedad Específica		$Kg_{agua} / Kg_{aire\ seco}$
Volumen Específico		m ³ /Kg
Entalpia		KJ/Kg
Temperatura Bulbo Húmedo		°C
Temperatura de Rocío		°C

Nota: Valores de parámetros a la temperatura de 60°C. Fuente: Creación propia

3.6.1.1.1. Cantidad de Masa de Carne de Alpaca

Calcularemos la cantidad de masa de carne fresca, considerando los datos de la tabla

Tabla 20
Propiedades de la carne de alpaca

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Densidad	ρ_{tira}	[Kg/m ³]	1070

Fuente: Romero (2013)

Calcularemos el volumen de cada tira de carne:

$$V_{tira} = 0.15 * 0.05 * 0.005 = 0.0375 \times 10^{-3} [m^3]$$

El número de tiras que se tienen en la distribución de estas en la cámara de deshidratación es:

$$N_{tiras} = 12 \times 4 \times 3 = 144 \text{ tiras}$$

La masa de cada tira de carne es:

$$M_{tira} = \rho_{tira} \times V_{tira} = 40.125 \times 10^{-3} [Kg] = 40.125 [gr]$$

La masa total de carne que se tiene en la cámara de deshidratación es:

$$M_1 = M_{tira} \times N_{tiras} = 5.8 [Kg]$$

Se trabajará con la cantidad total de masa de carne de **5.8 kg** y no con **5 Kg** supuestos para el diseño, porque los trozos de carne son irregulares y no tendrán las proporciones geométricas exactas que se propone en este trabajo, por lo tanto, la masa de carne disminuirá, y es correcto sobredimensionar la capacidad del equipo.

3.6.1.1.2. *Humedad De La Carne De Alpaca*

Según Medina (2014) en su trabajo de investigación, establece que la humedad presente en la carne fresca de alpaca es de 75.62 %, mencionado en la tabla previa.

3.6.1.2. *Dimensionado de la Cámara de Deshidratación*

3.6.1.2.1. *Geometría de la Carne de Alpaca*

Sabiendo que la carne se descompone en menor tiempo que otros productos es necesario que los cortes de esta sean delgados para así obtener un secado más rápido. Por esto, se define una medida de espesor para cortar la carne. Romero (2013)

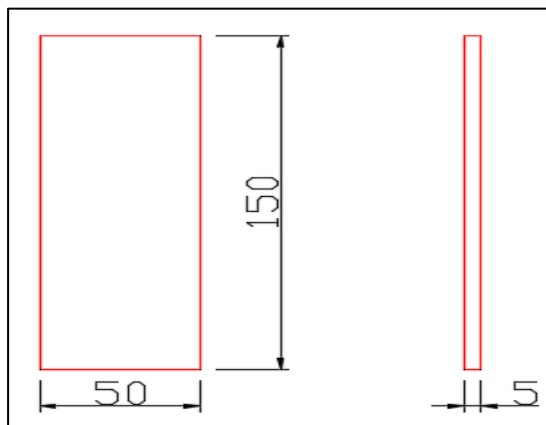


Figura 56. Geometría de fileteado de la carne de alpaca
(Fuente: Elaboración propia)

Para realizar los cortes de carne de alpaca para realizar charqui, se consideró las recomendaciones hechas en el trabajo de investigación de Romero (2013), que el espesor debería tener entre 3 y 5 mm y puede ser de un ancho de 50 mm y pueden presentarse en tiras de entre 100 a 400 mm, para nuestro caso, consideraremos un espesor de 5 mm, un ancho de 50mm y un largo de 150mm, esto porque los cortes que pudimos obtener al realizar el seccionamiento de la carne fue de aproximadamente estas medidas figura 56.

3.6.1.2.2. Numero de Bandejas

Este parámetro se determinó en el diseño del deshidratador, primero se debe conocer las características necesarias de la carne de alpaca.

Tabla 21

Características principales de la carne de alpaca.

Peso	0.0401	Kg
Ancho	50	mm
Altura	150	mm
Humedad Inicial de la Carne	75.62	%
Humedad Final de la Carne	15.0	%

Se calcula la masa en base húmeda para un trozo de carne de alpaca, mediante la siguiente ecuación:

$$W_o = S_w \cdot X_{w_o}$$

Donde:

W_o : Masa total del producto en base húmeda

S_w : Masa promedio de un trozo de carne de alpaca

X_{w_o} : Porcentaje inicial de agua

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$W_o = S_w \cdot X_{w_o}$$

$$W_o = (0.0401)(0.7562)$$

$$W_o = 3.034 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Se procede a calcular la masa de agua evaporable

$$S_d = S_w - W_o$$

Donde:

S_d : Masa de agua evaporable

S_w : Masa promedio de un trozo de carne de alpaca

W_o : Masa total del producto en base húmeda

$$S_d = S_w - W_o$$

$$S_d = 4.0125 \times 10^{-2} \text{Kg} - 3.034 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

$$S_d = 0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Se calcula la humedad en base seca inicial

$$X_{do} = \frac{W_o}{S_d}$$

$$X_{do} = \frac{3.034 \times 10^{-2} \text{Kg}}{0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}}$$

$$X_{do} = 3.102 \frac{\text{Kg}_{\text{agua}}}{\text{Kg}_{\text{seca}}}$$

S_{wf} : Contenido de humedad en base húmeda respecto a la humedad en base seca

$$S_{wf} = \frac{S_d \cdot 100}{100 - 15}$$

$$S_{wf} = \frac{(0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}) \cdot 100}{85}$$

$$S_{wf} = 1.151 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Se calculó la masa total del producto en base seca

$$W_f = S_{wf} \cdot X_{wf}$$

Donde:

W_f : Masa total del producto en base seca

X_{wf} : Humedad final(0.15)

$$W_f = S_{wf} \cdot X_{wf}$$

$$W_f = (1.151 \times 10^{-2} \text{Kg})(0.15)$$

$$W_f = 1.726 \times 10^{-3} \text{Kg}$$

X_{df} : Humedad en base seca final

$$X_{df} = \frac{W_f}{S_d}$$

$$X_{df} = \frac{1.726 \times 10^{-3} \text{Kg}}{0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}}$$

$$X_{df} = 0.176 \frac{\text{Kg}_{\text{agua}}}{\text{Kg}_{\text{seca}}}$$

Si la humedad de equilibrio para el trozo de carne de alpaca es de 0.088 Kg agua/Kg seco entonces:

Seq: Masa total de equilibrio

$$S_{eq} = \frac{S_d \cdot 100}{100 - 8.8}$$

$$S_{eq} = \frac{(0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}) \cdot 100}{91.2}$$

$$S_{eq} = 1.0723 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Tenemos también que la masa de equilibrio en base húmeda se calcula por la siguiente ecuación:

$$W_{eq} = S_{eq} \cdot X_{eq}$$

Donde:

W_{eq}: Masa de equilibrio en base húmeda

X_{eq}: Humedad de equilibrio (0.088)

Reemplazando en la ecuación:

$$W_{eq} = S_{eq} \cdot X_{eq}$$

$$W_{eq} = (1.0723 \times 10^{-2} \text{Kg}) \cdot (0.088)$$

$$W_{eq} = 0.0944 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Luego se calculó la humedad en base seca de equilibrio

$$X_{deq} = \frac{W_{eq}}{S_d}$$

$$X_{deq} = \frac{0.0944 \times 10^{-2} \text{Kg}}{0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}}$$

$$X_{deq} = 0.0965 \frac{\text{Kg}_{agua}}{\text{Kg}_{seca}}$$

Si la humedad crítica del trozo de carne de alpaca es de $X_c=0.58$ entonces se tiene que la masa inicial crítica es de:

$$S_{wc} = \frac{S_d \cdot 100}{100 - 58}$$

$$S_{wc} = \frac{(0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}) \cdot 100}{42}$$

$$S_{wc} = 2.328 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Luego calculamos la masa en base húmeda crítica:

$$W_c = S_{wc} \cdot X_c$$

$$W_c = (2.328 \times 10^{-2} \text{Kg}) \cdot (0.58)$$

$$W_c = 1.351 \times 10^{-2} \text{Kg}$$

Finalmente se calcula la humedad en base seca crítica:

$$X_{dc} = \frac{W_c}{S_d}$$

$$X_{dc} = \frac{1.351 \times 10^{-2} \text{Kg}}{0.978 \times 10^{-2} \text{Kg}}$$

$$X_{dc} = 1.381$$

En la siguiente tabla las características del producto para realizar el diseño del deshidratador.

Tabla 22

Las características del producto.

Datos	Símbolo	Cantidad	Unidad
Peso Unitario	Pu	0.0401	Kg
Ancho	a	0.05	m
Altura	h	0.15	m
Área Superficial Promedio	As	7.5×10^{-3}	m ²
Volumen Promedio	Vc	37.5×10^{-6}	m ³
Densidad Carne de Alpaca	ρ_c	1070	Kg/m ³
Humedad Inicial	Xwo	75.62	%
Humedad en Base Seca Inicial	Xdo	3.102	$\frac{Kg_{agua}}{Kg_{aire\ seco}}$
Humedad Final	Xwf	15.0	%
Humedad en Base Seca Final	Xdf	0.176	$\frac{Kg_{agua}}{Kg_{aire\ seco}}$
Humedad de Equilibrio	Xeq	8.8	%
Humedad en Base Seca de Equilibrio	Xdeq	0.0965	$\frac{Kg_{agua}}{Kg_{aire\ seco}}$
Humedad Critica	Xc	58	%
Humedad en Base Seca Critica	Xdc	1.381	$\frac{Kg_{agua}}{Kg_{aire\ seco}}$

La cantidad de agua a evaporar de un trozo de carne de alpaca se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Kg_{agua\ evap} = W_o - W_f$$

$$Kg_{agua\ evap} = 3.034 \times 10^{-2} Kg - 1.726 \times 10^{-3} Kg$$

$$Kg_{agua\ evap} = 2.861 \times 10^{-2} Kg$$

Se deshidratará carne de aproximadamente 6 Kg, entonces debemos hallar la cantidad total de agua a evaporar con:

$$C_{evap} = Kg_{agua\ evaporar} \cdot \frac{C_f}{S_w}$$

Donde:

C_f : *Carga* del producto (6 Kg)

S_w : *Masa unitaria* del producto (0.0401 Kg)

Reemplazando los valores respectivos tenemos que:

$$C_{evap} = K g_{agua\ evap} \cdot \frac{C_f}{S_w}$$

$$C_{evap} = (2.861 \times 10^{-2} Kg) \cdot \left(\frac{6Kg}{4.0125 \times 10^{-2} Kg} \right)$$

$$C_{evap} = 4.278Kg$$

Posteriormente es necesario calcular la masa del producto final deshidratado, para lo cual se usa la siguiente ecuación:

$$C_d = C_f - C_{evap}$$

$$C_d = 6Kg - 4.278Kg$$

$$C_d = 1.722Kg$$

También se determina la masa seca de la carga con la siguiente ecuación:

$$C_s = S_d \cdot \frac{C_f}{S_w}$$

$$C_s = (0.978 \times 10^{-2} Kg) \cdot \left(\frac{6Kg}{4.0125 \times 10^{-2} Kg} \right)$$

$$C_s = 1.462Kg$$

Tabla 23

Las características del producto.

Datos	Símbolo	Cantidad	Unidad
Carga del Producto	Cf	6	Kg
Cantidad total de agua evaporar	Cevap	4.278	Kg
Masa final del producto deshidratado	Cd	1.722	Kg
Masa seca de la carga	Cs	1.462	Kg

Con estos valores calculados, se debe determinar el área para colocar el trozo de carne de alpaca, para cada kilogramo materia seca, será:

$$A_{ms} = A_s \cdot \frac{(1+X_{do})}{V_c \cdot \rho_c}$$

Donde:

A_{ms} : Area de superficie por kilogramo de materia seca

A_s : Area superficial promedio ($7.5 \times 10^{-3} m^2$)

X_{do} : Humedad del producto en base seca

V_c : Volumen promedio producto ($37.5 \times 10^{-6} m^3$)

ρ_c : Densidad del Producto ($1070 Kg / m^3$)

Reemplazando tenemos que:

$$A_{ms} = A_s \cdot \frac{(1 + X_{do})}{V_c \cdot \rho_c}$$

$$A_{ms} = (7.5 \times 10^{-3} m^2) \cdot \frac{\left(1 + 3.102 \frac{Kg_{agua}}{Kg_{seca}}\right)}{(37.5 \times 10^{-6} m^3) \left(1070 \frac{Kg}{m^3}\right)}$$

$$A_{ms} = 0.767 \frac{m^2}{Kg_{materia\ seca}}$$

Se determinó el área de superficie de secado, que viene expresado en la siguiente ecuación:

$$A_{sec} = A_{ms} C_d$$

Donde:

A_{sec} : Area de superficie de secado

C_d : Masa final del producto deshidratado

Entonces tenemos que:

$$A_{sec} = \left(0.767 \frac{m^2}{Kg_{materia\ seca}}\right) (1.722 Kg)_{sec}$$

$$A_{sec} = 1.321 m^2$$

Las medidas de las bandejas se hallaron al acondicionar los trozos de carne de alpaca, se tiene las siguientes medidas:

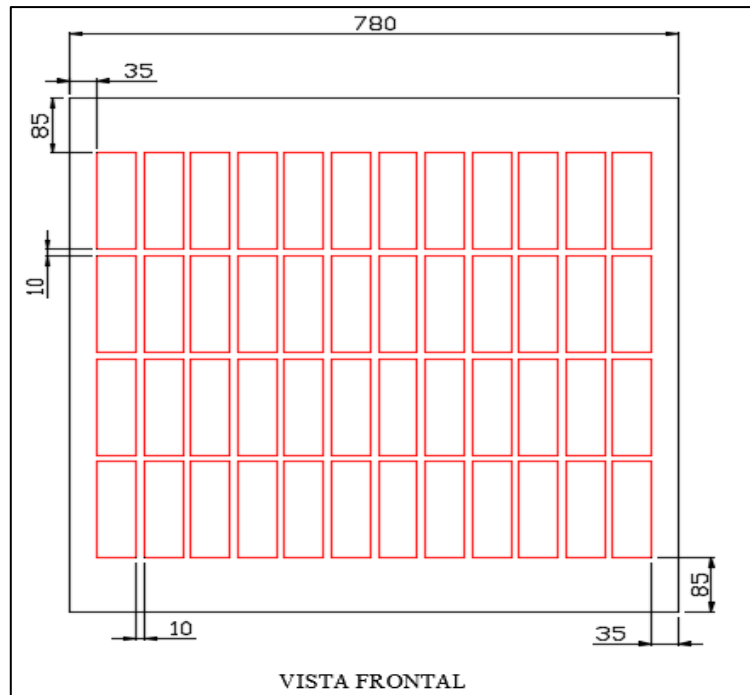


Figura 57 Distribución de los filetes de carne en la cámara de deshidratación
Fuente: Creación propia

$$A_{bandejas} = (0.78m)(0.8m)$$

$$A_{bandejas} = 0.624m^2$$

Finalmente, se calculó el número de bandejas necesarias para deshidratar 6 Kg de carne de alpaca, mediante la siguiente ecuación:

$$N_{bandejas} = \frac{A_{sec}}{A_{bandeja}}$$

$$N_{bandejas} = \frac{1.321m^2}{0.624m^2}$$

$$N_{bandejas} = 2.116$$

$$N_{bandejas} \approx 3$$

La medida de nuestra cama de deshidratación sería las siguientes, como se muestra en la figura:

$$Dimensiones = 780x800x395mm$$

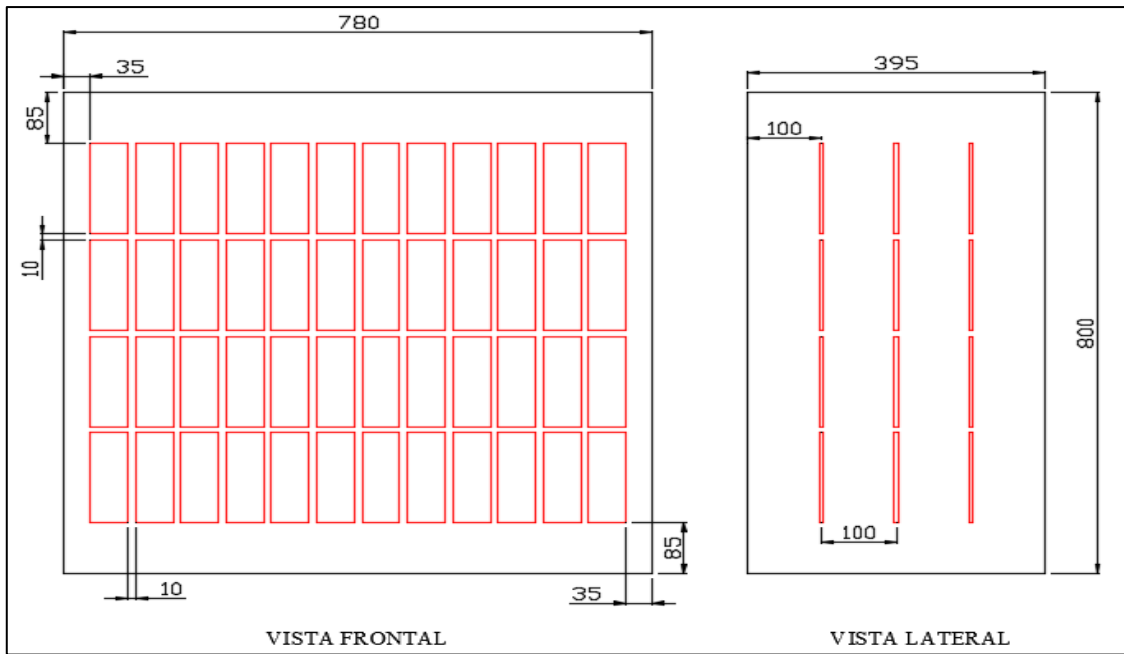


Figura 5811. Dimensiones de la cámara de Deshidratación
Fuente: Creación propia

3.6.1.3. Balance de Materia

El balance de materia que ingresa y sale de la cámara de deshidratación se realiza de acuerdo al siguiente diagrama de flujo.

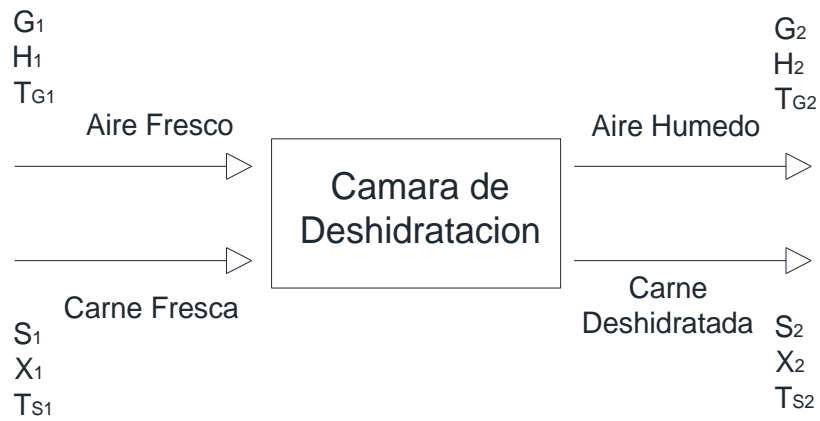


Figura 59. Circulación de Aire entre Bandejas
(Fuente: Creación propia)

Donde:

S_1 : Masa de solido seco a la entrada

S_2 : Masa de solido seco a la salida

X_1 : Humedad del solido a la entrada

T_{S1} : Temperatura de solido a la entrada(20°C)

X_2 : Humedad del solido a la salida

T_{S2} : Temperatura de solido a la salida

G_1 : Aire seco a la entrada

H_1 : Humedad del aire a la entrada

T_{G1} : Temperatura del aire a la entrada(20°C)

G_2 : Aire seco a la salida

H_2 : Humedad del aire a la salida

T_{G2} : Temperatura del aire a la entrada

Tenemos que:

$$S_1 = S_2 = S$$

$$G_1 = G_2 = G$$

Luego realizamos el balance de agua en el deshidratador, mediante la siguiente ecuación:

$$G_1 \cdot H_1 + S_1 \cdot X_1 = G_2 \cdot H_2 + S_2 \cdot X_2$$

Reemplazando y despejando la cantidad de aire en base seca tenemos que:

$$G(H_2 - H_1) = S(X_1 - X_2)$$
$$G = S \cdot \frac{(X_1 - X_2)}{(H_2 - H_1)}$$

Pasamos a determinar las variables de la ecuación:

Tabla 24*Variables de la ecuación del balance de energía.*

ENTRADA	SALIDA
Carne Fresca 75.62% humedad	Carne Deshidratada 15% humedad
Carne Fresca (100%) = 6 Kg	Carne Deshidratada = 1.722 Kg
Humedad de la Carne (75.62%) = 4.537 Kg	Humedad de la Carne (15%) = 0.2583 Kg
Solido Seco (24.38%) = 1.463 Kg	Solido Seco (85%) = 1.4637 Kg

Determinación de la humedad en el sólido a la entrada y salida del deshidratador: X_1 : Humedad del solido a la entrada

$$X_1 = \frac{75.62}{24.38}$$

$$X_1 = 3.102 \frac{Kg_{agua}}{Kg_{s.s}}$$

Determinación de la humedad en el aire a la entrada y salida del deshidratador

- **A la entrada del deshidratador**

 H_1 : Humedad del aire a la entradaDeterminación de % del aire seco a la entrada del deshidratador($Y_{a.s1}$):

$$Y_{a.s1} = \frac{(P - p_A)}{P} * 100$$

Donde: P : presión total(496mmHg) p_A : presión parcial del agua en el aire a $T_{G1} = 60^\circ C$ Calculamos la presión parcial p_A , mediante la siguiente ecuación:

$$p_A = H_r \cdot P^*$$

Donde: H_r : humedad relativa a la entrada(50%)

P^* : presión del vapor de agua a 60°C(149.19mmHg)

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$p_A = H_r \cdot P^*$$

$$p_A = (0.5)(149.19\text{mmHg})$$

$$p_A = 74.595\text{mmHg}$$

Luego determinamos el % del aire seco a la entrada del deshidratador

$$Y_{a.s1} = \frac{(P - p_A)}{P} * 100$$

$$Y_{a.s1} = \frac{(496 - 74.595)}{496} * 100$$

$$Y_{a.s1} = 84.97\%$$

Por último, calculamos la humedad del aire a la entrada del deshidratador:

$$H_1 = \frac{(100 - 84.97)}{84.97}$$

$$H_1 = \frac{15.03}{84.97}$$

$$H_1 = 0.177 \frac{\text{Kg}_{\text{agua}}}{\text{Kg}_{\text{a.s}}}$$

- **A la salida del deshidratador**

H_2 : Humedad del aire a la salida

Determinación de % del aire seco a la salida del deshidratador ($Y_{a.s1}$):

$$Y_{a.s2} = \frac{(P - p_B)}{P} * 10$$

Donde:

P : presión total(496mmHg)

p_B : presión parcial del agua en el aire a $T_{G2} = 58^\circ\text{C}$

Calculamos la presión parcial p_B , mediante la siguiente ecuación:

$$p_B = H_r \cdot P^*$$

Donde:

H_r : humedad relativa a la salida(12%)

P^* : presión del vapor de agua a 58°C(136.8mmHg)

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$p_B = H_r \cdot P^*$$

$$p_B = (0.12)(136.8mmHg)$$

$$p_B = 16.416mmHg$$

Luego determinamos el % del aire seco a la salida del deshidratador

$$Y_{a.s2} = \frac{(P - p_B)}{P} * 100$$

$$Y_{a.s2} = \frac{(496 - 16.416)}{496} * 100$$

$$Y_{a.s2} = 96.69\%$$

Por último, calculamos la humedad del aire a la salida del deshidratador:

$$H_2 = \frac{(100 - 96.69)}{96.69}$$

$$H_2 = \frac{3.31}{96.69}$$

$$H_2 = 0.0342 \frac{Kg_{agua}}{Kg_{a.s}}$$

Reemplazando en la ecuación de cantidad de aire seco:

$$G = S \cdot \frac{(X_1 - X_2)}{(H_1 - H_2)}$$

$$G = (1.463Kg_{s.s}) \cdot \frac{(3.102 - 0.176) \frac{Kg_{agua}}{Kg_{s.s}}}{(0.177 - 0.0342) \frac{Kg_{agua}}{Kg_{a.s}}}$$

$$G = 29.977Kg_{a.s}$$

Entonces el aire seco necesario en el deshidratador es de 29.977 Kgas también realizamos el cálculo del agua eliminada en el deshidratador:

$$(X_1 - X_2)S = (3.102 - 0.176) \frac{Kg_{agua}}{Kg_{s.s}} (1.463Kg_{s.s})$$

$$(X_1 - X_2)S = 4.281Kg_{agua}$$

3.6.1.4. Balance de Energía

En esta parte se realizará el cálculo de los calores, como son:

- Calor sensible para calentar el aire
- Calor sensible para calentar el producto
- Calor latente para evaporar el agua del producto

Teniendo los siguientes datos:

Cantidad de agua a ser eliminada 4.281 Kg_{agua}

Temperatura de deshidratado 60°C

Temperatura ambiente 20°C

- **Calor sensible para calentar el aire**

$$q_1 = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

m: masa de aire para deshidratar la carne (29.977 Kg)

C_p: calor específico del aire a 60°C (0.238 Kcal/Kg°C)

ΔT: diferencia de temperatura (60°-20°=40°C)

Reemplazando en la ecuación:

$$q_1 = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$q_1 = (29.977 \text{Kg}_{a.s}) \left(0.238 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right) (40^\circ\text{C})$$

$$q_1 = 285.381 \text{Kcal}$$

- **Calor sensible para calentar el producto**

$$q_2 = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

m : masa de carne(6 Kg)

C_p : calor específico de la carne(0.7 Kcal/Kg°C)

ΔT : diferencia de temperatura(60°-20°=40°C)

Reemplazando en la ecuación:

$$q_2 = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$q_2 = (6 \text{Kg}) \left(0.7 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \right) (40^\circ\text{C})$$

$$q_2 = 168 \text{Kcal}$$

- **Calor latente para evaporar el agua del producto**

$$q_3 = m \cdot \lambda$$

Donde:

m : agua eliminada(4.281Kg)

λ : calor latente de vaporización del agua a 60°C(563.2Kcal/Kg)

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$q_3 = m \cdot \lambda$$

$$q_3 = (4.281 \text{Kg}) \left(563.2 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \right)$$

$$q_3 = 2411.059 \text{Kcal}$$

Calor total sería igual a:

$$Q = q_1 + q_2 + q_3$$

$$Q = 285.381 \text{Kcal} + 168 \text{Kcal} + 2411.059 \text{Kcal}$$

$$Q = 2864.440Kcal$$

3.6.1.5. Cálculo de Espesor del Aislante

Para el cálculo de espesor del aislante utilizaremos la ecuación de transmisión de calor para el caso de paredes compuestas:

$$q = \frac{\sum \Delta T}{\sum R}$$

Que es lo mismo:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e_1}{K_1} + \frac{e_2}{K_2}}$$

Donde:

ΔT : diferencia de temperaturas ($60^\circ - 20^\circ = 40^\circ C$)

Q: calor total necesario (Kcal/h)

A: área total de transferencia de calor

K_1 : coeficiente de conductividad térmica del poliestireno expandido ($0.033 W/m^\circ K$)

K_2 : coeficiente de conductividad térmica del acero galvanizado ($46.5 W/m^\circ K$)

e_1 : espesor del poliestireno expandido

e_2 : espesor del acero galvanizado $1/32"$ ($0.8mm$)

Cálculo del área total de transferencia de calor:

Se considera como área total las cinco paredes internas que delimitan la cámara de deshidratación, menos la base de la cámara debido al ingreso del aire caliente.

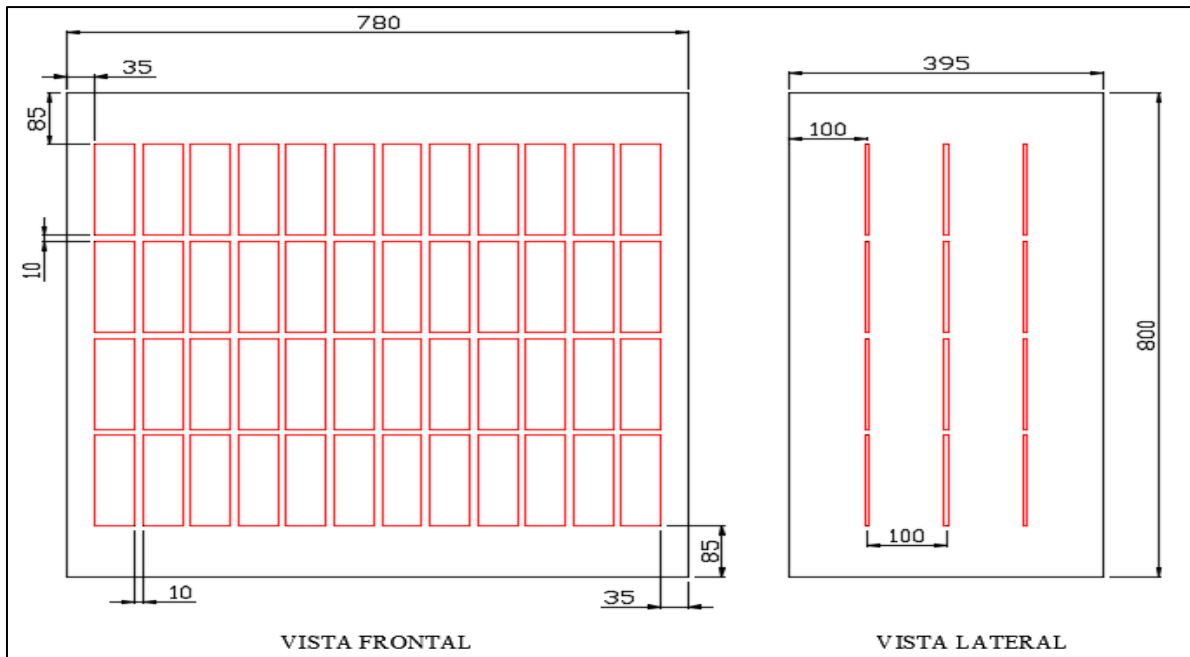


Figura 60 Área de la cámara de deshidratación

$$A_{total} = A_{techo} + A_{paredes}$$

$$A_{total} = (0.78m)(0.395m) + 2(0.78m)(0.8m) + 2(0.395m)(0.8m)$$

$$A_{total} = 0.3081m^2 + 1.248m^2 + 0.632m^2$$

$$A_{total} = 2.188m^2$$

3.6.1.6. Cálculo del tiempo de secado

Se realizó el análisis en el interior de la cámara de deshidratación con el fin de establecer condiciones que influyen en el proceso, principalmente el tiempo de secado.



Figura 61. Calor Suministrado al Producto
(Fuente: Elaboración propia)

Se observa que el producto recibe calor por convección, para determinar la tasa de transferencia de calor se evaluó por convección, para el análisis se necesita las propiedades del aire a la temperatura de trabajo como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 25

Propiedades del aire a la temperatura de trabajo

Propiedad	Símbolo	Unidad	Valor
Temperatura	T	°C	60
Velocidad de flujo	v	m/s	1.1
Numero de Prandtl	Pr	-	0.7202
Viscosidad dinámica	μ	Kg/m.s	2.008
Conductividad térmica	k	W/m°K	0.02808
Densidad	ρ	Kg/m ³	1.059

Nota: Todos estos valores fueron obtenidos de la tabla. (Ver Anexo 01)

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección se estableció el número de Reynolds:

$$R_e = \frac{l \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

Donde:

R_e : Numero de Reynolds

v : Velocidad de flujo

l : longitud unitaria

μ : Viscosidad dinámica

ρ : Densidad del aire

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$R_e = \frac{l \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

$$R_e = \frac{(0.15m) \left(1.1 \frac{m}{s}\right) \left(1.059 \frac{Kg}{m^3}\right)}{\left(2.008 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot s}\right)}$$

$$R_e = 7910$$

La forma del trozo de carne se considera como una placa plana de 150x50x5 de dimensiones, luego se para a determinar el número de Nusselt con la siguiente ecuación:

$$N_u = 0.664 R^{0.5} P_r^{0.33}$$

$$N_u = 0.664 (7910)^{0.5} (0.7202)^{0.33}$$

$$N_u = 52.993$$

Con el valor de Nusselt se calculó el coeficiente convectivo, aplicando la siguiente ecuación:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{l}$$

Donde:

k : Conductividad termica del aire

l : Longitud unitaria

Reemplazando tenemos que:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{l}$$
$$h = \frac{(52.993) \left(0.02808 \frac{W}{m^{\circ}K}\right)}{(0.15m)}$$
$$h = 9.920 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para determinar el tiempo de secado, se estableció la velocidad del proceso, en donde se utilizó el valor de la tasa de transferencia de calor por convección

$$R_c = \frac{h \cdot A (T - T_{bh}) T_{sec}}{\Delta h_{fg}}$$

Donde:

R_c : Velocidad de secado

h: Coeficiente convectivo

A_{Tsec} : Area total de secado

T: Temperatura del flujo del aire

T_{bh} : Temperatura de bulbo humedo (30.3°C)

Δh_{fg} : Calor latente o entalpia de vaporizacion

Teniendo la temperatura de bulbo húmedo, hacemos el uso de la siguiente tabla para determinar la entalpia de vaporización (Ver Anexo 10), entrando con la temperatura superficial del producto que es equivalente a la temperatura de bulbo húmedo:

Tabla 26

Propiedades del agua saturada

Tem p	Presión de saturación	Densidad		Entalpia de vaporización	Calor específico		Conductividad térmica		Viscosidad Dinámica		Numero Prandtl		Coeficiente de expansión liquido
		liquido	vapor		liquido	vapor	liquido	vapor	liquido	vapor			
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}

Obteniendo el valor de:

$$\Delta h_{fg} = 2429.086 \frac{KJ}{Kg}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación, para determinar la velocidad del proceso:

$$R_c = \frac{h \cdot A(T - T_{bh})_{Tsec}}{\Delta h_{fg}}$$

$$R_c = \frac{\left(9.920 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}\right) (0.624 m^2) \cdot (60^\circ - 30.3^\circ K)}{\left(2429.086 \frac{KJ}{Kg}\right)}$$

$$R_c = 7.568 \times 10^{-5} \frac{Kg_{agua}}{s}$$

El tiempo de secado se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T_s = \left(\frac{X_{do} - X_{dc}}{3600 \cdot R_c}\right) C_s [hr]$$

Donde:

X_{do} : Humedad en base seca inicial

X_{dc} : Humedad en base seca crítica

C_s : Masa seca de la carga

Reemplazando estos valores obtenemos el tiempo de secado:

$$T_s = \left(\frac{X_{do} - X_{dc}}{3600 \cdot R_c}\right) C_s$$

$$T_s = \left(\frac{3.102 - 1.381}{(3600) \left(7.568 \times 10^{-5} \frac{Kg_{agua}}{s}\right)}\right) (1.462 Kg)$$

$$T_s = 9.2hr$$

Cálculo del tiempo del secado

De acuerdo al cálculo teórico del tiempo empleado para el deshidratado para una carga de 6 Kg de carne de alpaca, fue de 9.2 horas.

$$t = 9.2horas$$

Cálculo del flujo de calor

$$Q = \frac{q_T}{t}$$

Donde:

Q : flujo de calor(Kcal/h)

q_T : calor total suministrado al deshidratador

t : tiempo de deshidratado

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$Q = \frac{q_T}{t}$$

$$Q = \frac{2864.440Kcal}{9.2h}$$

$$Q = 311.352 \frac{Kcal}{h}$$

Reemplazamos en la ecuación para el cálculo de espesor

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e_1}{K_1} + \frac{e_2}{K_2}}$$

$$e_1 = K_1 \left(\frac{A \cdot \Delta T}{Q} - \frac{e_2}{K_2} \right)$$

$$e_1 = \left(0.0284 \frac{Kcal}{mh^\circ K} \right) \left(\frac{(2.188m^2)(40^\circ K)}{311.352 \frac{Kcal}{h}} - \frac{0.0008m}{40 \frac{Kcal}{mh^\circ K}} \right)$$

$$e_1 = 8mm$$

Por consiguiente, el espesor a usar de poliestireno expandido como material aislante será de 1" (2.5cm), espesor más comercial en el mercado.

3.6.2. Cálculo Estructural de Cámara de Deshidratación

Para el cálculo mecánico se considerará el análisis de estabilidad, Richar G. y Keith N. (2008) de la plancha galvanizada que se utilizó para la construcción de la cámara, consideremos todos los elementos que se indican en la figura 62, el elemento que soporta el peso de la mayor parte de los elementos y el peso del producto fresco es la cubierta principal (1), porque soportan el peso de los elementos 2,3,4,5,6,7 y el peso del producto fresco (carne de alpaca), analizaremos la estabilidad este elemento y dimensionar el espesor de la plancha galvanizada que se empleará.

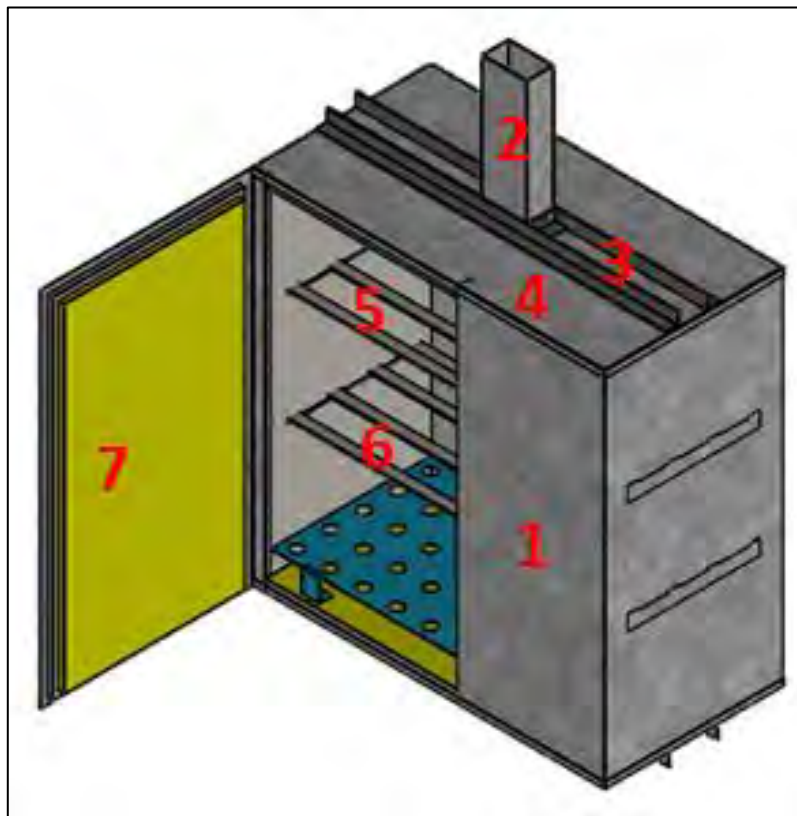


Figura 62. Elementos de la cámara de deshidratación.
(Fuente: Creación propia)

3.6.2.1. Cálculo de Cubierta

Ahora se indica el peso de cada elemento para determinar la carga que actúa sobre el elemento 1.

Tabla 27

Peso de los componentes de la cámara de deshidratación.

Elemento	Descripción	Masa [Kg]	Peso [N]
1	Cubierta principal	18.87	185.1
2	Chimenea	0.46	4.5
3	Soporte de la chimenea	2.95	28.9
4	Cubierta de la cámara principal y aislante	4.39	43.1
5	Colgador de carne	3.48	34.1
6	Colgador de carne	3.48	34.1
7	Puerta	7.74	75.9
8	Peso de producto fresco carne de alpaca	5.8	56.9

Fuente: Creación propia.

$$Peso_{Total} = 4.5 + 28.9 + 43.1 + 34.1 + 34.1 + 56.9 + 75.9 = 277.5 [N]$$

Este el peso que soporta el elemento 1, se muestra la imagen de la vista de planta de este elemento donde se muestra sus dimensiones externas el espesor que tiene este elemento es 1.2 mm, el cual tiene que evaluarse para que pueda soportar el peso total, los momentos de inercia con respecto a los ejes “X” y “Y” que pasan por el Centro de gravedad son:

$$I_{XX} = 63191899.51 [mm^4] = 63.92 * 10^{-6} [m^4]$$

$$I_{YY} = 218070651.78 [mm^4] = 218 * 10^{-6} [m^4]$$

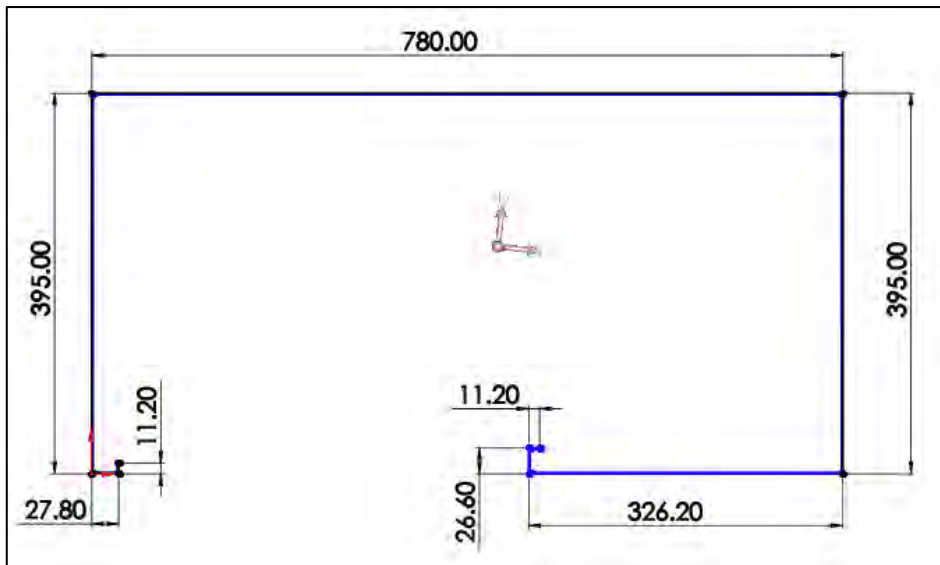


Figura 63. Sección transversal de la cubierta principal de la cámara de deshidratación.
Fuente: Creación propia

Teniendo también la altura de la cubierta principal de la cámara de deshidratación figura 74, procederemos a analizar este elemento como un elemento corto sometido a compresión, Richar G. y Keith N. (2008), consideramos la relación de esbeltez máxima ecuación 3.29.

$$\left(\frac{l}{k}\right) = 0.282 * \left(\frac{AE}{P}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.29)$$

Dónde:

l : Longitud máxima que debe de tener la altura de la cubierta principal de la cámara de deshidratación.

A : Area de la sección transversal de la cubierta principal, 0.00236 m^2

E : Moludo de elasticidad de la plancha galvanizada 200 [GPa], Solidworks 2018

P : Fuerza que actúa perpendicular a la sección transversal de la cubierta principal, 277.5 [N]

I : Momento de inercia con respecto al eje "X", $63.92 * 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$

k : Relacion entre el momento de inercia y el área de la sección transversal de la cubierta principal, reemplazando en la ecuación N 3.30 tiene el valor de 0.052 [m]

$$k = \left(\frac{I}{A}\right)^{1/2} \quad (3.30)$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.29, se tiene que:

$$\left(\frac{l}{k}\right) = 367.8$$

Encones, la longitud máxima que debería tener esta sección es $l = 60.3 [m]$

Si realizamos el mismo procedimiento cuando el espesor de la plancha galvanizada es de 0.8 mm la longitud máxima es de $l = 49.2 [m]$

Para ambos casos cuando los espesores son de 1.2 y 0.8mm la longitud $l = 0.8 [m]$ ver figura 64, cumplirá sin pandearse incluso esta sobre dimensionado.

Entonces, para la selección de la plancha utilizaremos aquella que es adecuada para aplicar soldadura, porque al unir piezas con soldadura para nuestro caso en específico es más barato que usar uniones empernadas o plegadas como ya se analizó en el caso de la selección del espesor de la plancha galvanizada utilizada en la construcción del intercambiador de calor, por tanto, utilizaremos plancha galvanizada de 1.2 mm de espesor.

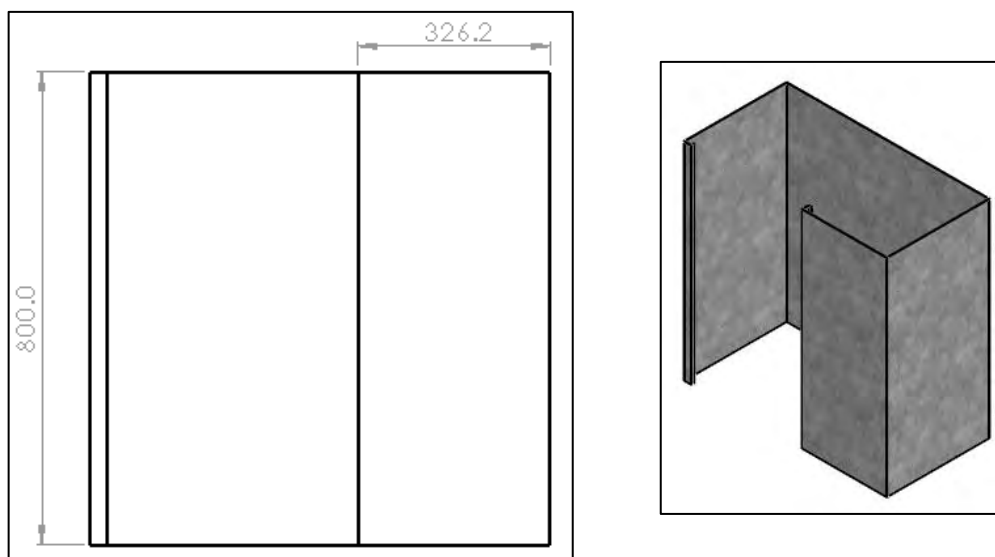


Figura 64. Cubierta principal de la cámara de deshidratación
(Fuente: Creación propia)

3.6.2.2. Cálculo de Soporte Estructural

3.6.2.2.1. Análisis de Fuerzas y Momentos

Para determinar si el diseño propuesto de la estructura de soporte es el adecuado según el análisis de resistencia de materiales deberemos determinar el peso de cada componente del diseño, para ellos estableceremos cuatro componentes principales en los cuales estarán integrados todos los componentes del sistema de deshidratación, tenemos la cámara de deshidratación, cámara de calentamiento, el codo exterior que es el elemento que une ambas cámaras y la estructura de soporte, en la figura 71, se muestra los pesos que tiene cada elemento incluido el peso que tiene la carne denominado producto fresco y la designación del peso de cada elemento.

W_{CD} : Peso de la cámara de deshidratación, tiene una masa de 52.7 Kg y un peso de 516.99 N.

W_{PF} : Peso del producto fresco (carne), es de 5 Kg de masa y un peso de 49.05 N.

W_{CE} : Peso del codo externo, es de 1.04 Kg de masa y un peso de 10.2 N.

W_{CC} : Peso de la cámara de calentamiento, es de 40.1 Kg de masa y un peso de 393.4 N.

3.6.2.2. Análisis de Resistencia.

Los miembros estructurales críticos en el diseño son $C_1 - F_1$, $C_2 - F_2$. Para el caso ambas secciones son simétricas y fuerzas y momentos actuarán de misma forma en ambos miembros.

Momento con respecto al eje "X" actuando sobre la sección $C_1 - F_1$

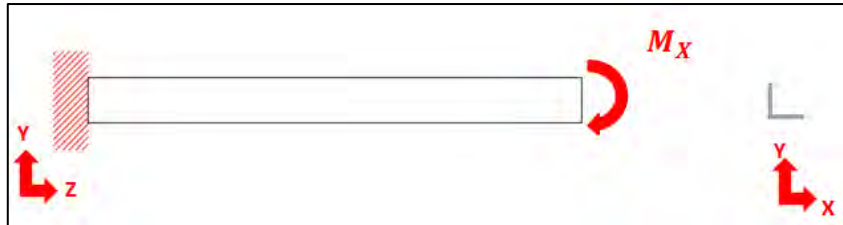


Figura 65. Momento con respecto a "X"
(Fuente: Creación propia)

Momento con respecto al eje "Y" actuando sobre la sección $C_1 - F_1$

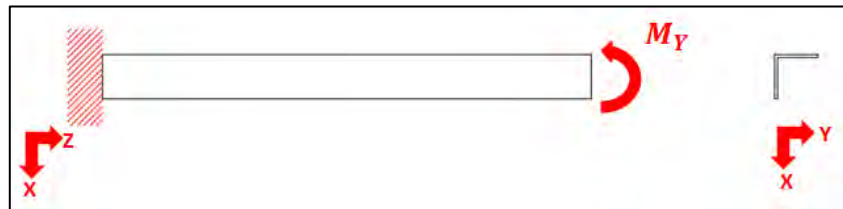


Figura 66. Momento con respecto a "Y".
(Fuente: Creación propia)

Fuerza de compresión actuando sobre la sección $C_1 - F_1$

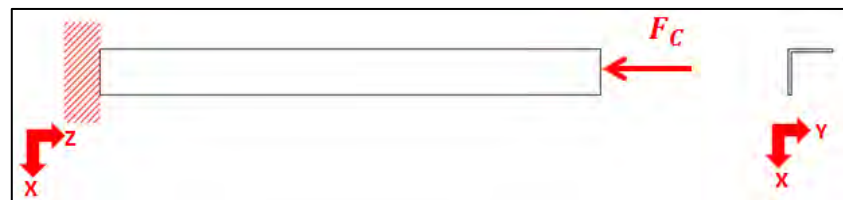


Figura 67 Fuerza de compresión.
(Fuente: Creación propia)

Momento torsional con respecto al eje "Z" actuando sobre la sección $C_1 - F_1$

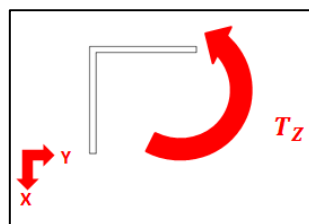


Figura 68. Momento torsor
(Fuente: Creación propia)

Según la teoría de súper posición de esfuerzos descrita en el Libro de resistencia de materiales de Russell C. Hibbeler (2011) en el punto “C” de la figura 69, existirá concentración de esfuerzos al sumarse los esfuerzos resultantes por la fuerza de compresión y los dos momentos y el esfuerzo cortante por la fuerza torsional.

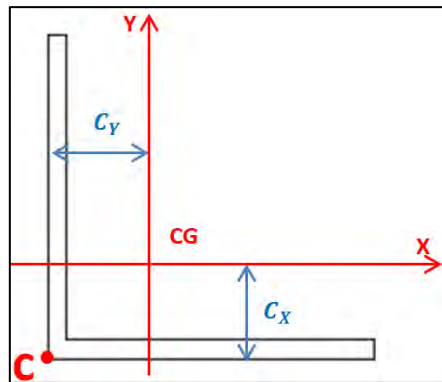


Figura 69 Perfil de los componentes de la estructura y centro de gravedad.
(Fuente: Creación propia)

Esfuerzos producidos por la fuerza compresión, momentos flectores y momento torsional.

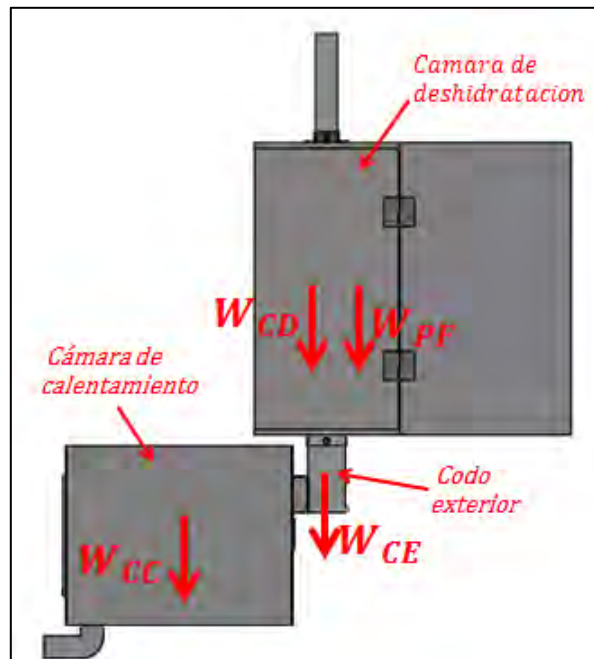


Figura 70 Pesos de los componentes del sistema de deshidratación.
(Fuente: Creación propia)

De las fuerzas que intervienen en la estructura determinaremos el peso total.

$$W_{total} = 52.7 + 5 + 1.04 + 40.1 = 98.4 \text{ N}$$

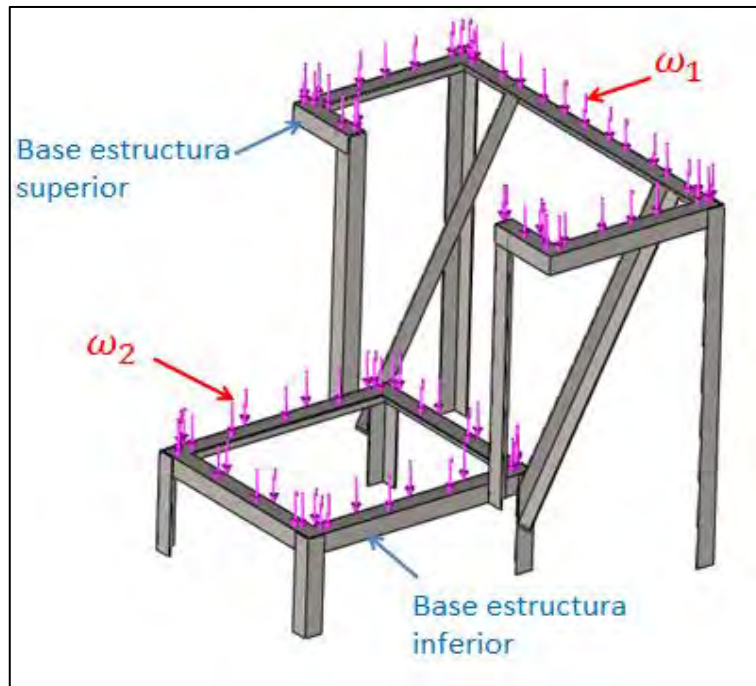


Figura 71. Distribución de fuerzas sobre la estructura de soporte
Fuente: Creación propia

El peso total se repartirá en los diferentes elementos de la estructura, así que los pesos distribuidos serán mucho menor en cada elemento, por ende si el peso total es mucho menor que el peso hallado, se concluye que la **soldadura está por demás a las solitudes de carga.**

$$98.4 \text{ N} \leq 1206.81 \text{ N (Fuerza calculada)}$$

3.6.2.3. Diseño De Chasis o Armadura Para Equipos

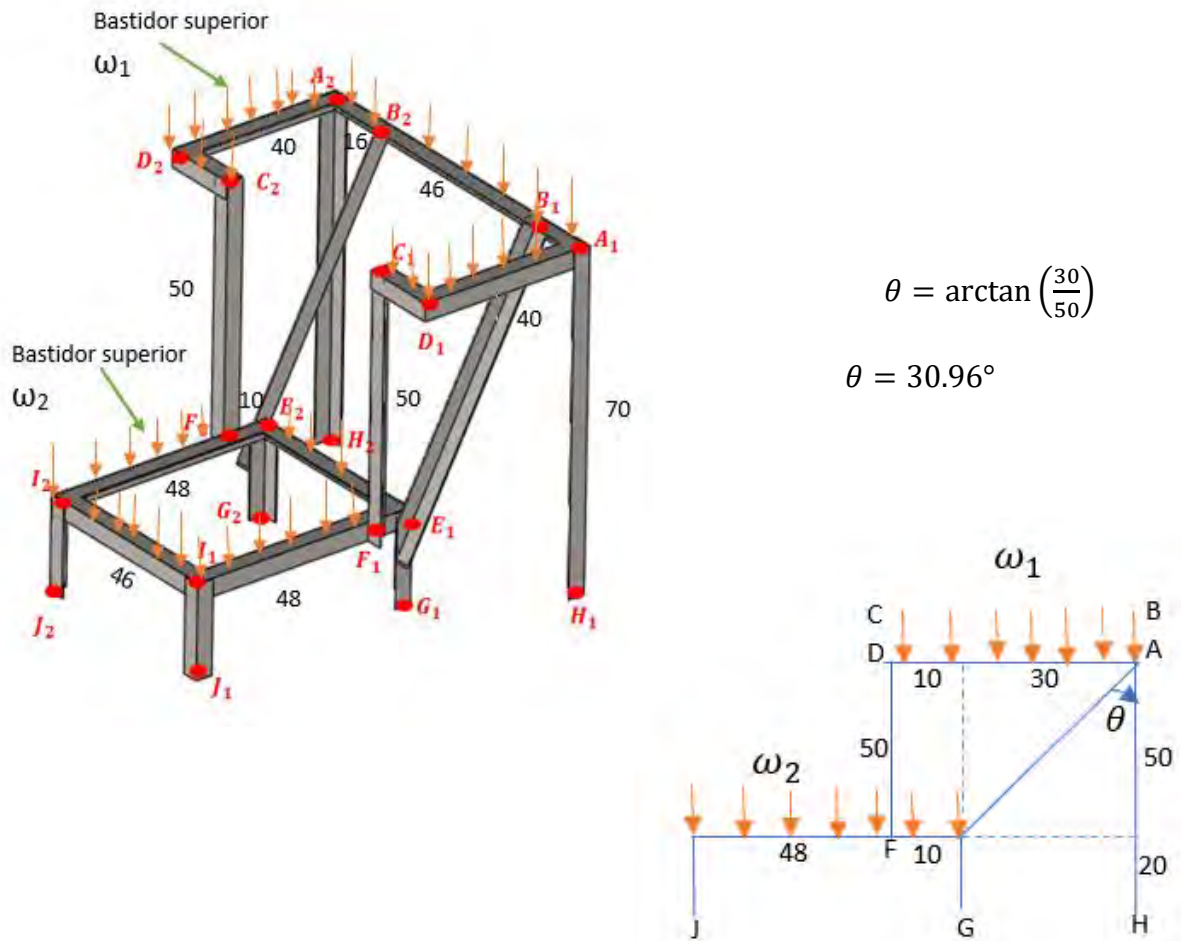


Figura 72: Diseño de chasis

Consideraciones del diseño

1. De acuerdo a las dimensiones de los equipos si dispone la configuración de chasis, a partir de ello se diseñará el perfil adecuado y la soldadura apropiada para cargar los equipos, así como para limitar la deformación o desplazamiento de los miembros de la armadura, para este caso ($0 \leq d < 0.5\text{mm}$).
2. La carga actuante sobre el chasis es principalmente de carácter estático, puesto que solamente están actuando el peso de los equipos, y despreciando la influencia del flujo del aire a través de los equipos sobre la armadura.
3. Metrado de cargas:

$$w_1 = w_{CD} + w_{PF} + w_{CE}$$

$$w_1 = (52.7 + 5 + 1.04)kg, \quad g = \frac{9.81m}{s^2}$$

$$w_1 = 58.74 kg \rightarrow w_1 = (58.74)(9.81)kg * \frac{m}{s^2}$$

$$w_1 = 576.24 N, \text{ Peso Total Sobre El Bastidor}$$

$$w_1 = \frac{576.24N}{L_1};$$

$$L_1 : \text{longitud de bastidor superior} \rightarrow L_1 = 1.90 m.$$

$$w_1 = \frac{576.24N}{1.90 m}$$

$$\boxed{W_1 = 303.28N/m} \quad \text{Carga distribuida sobre el bastidor superior}$$

ADEMÁS:

$$W_2 = W_{CC}$$

$$W_2 = 40.1kg, \quad g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_2 = (40.1)(9.81)kg * \frac{m}{s^2}$$

$$W_2 = 393.38N \rightarrow \text{peso sobre el bastidor inferior}$$

$$\Rightarrow W_2 = \frac{393.38}{L_2}$$

$$L_2 : \text{longitud del bastidor inferior} \Rightarrow L_2 = 2.08m$$

$$W_2 = \frac{393.38 N}{2.08m}$$

$$\boxed{W_2 = 189.13N/m}, \text{ Carga distribuida sobre el bastidor inferior}$$

4. Calcular cargas en miembros.

4.1. Diagrama de cuerpo libre bastidor superior

$$\sum F_x = 0$$

$$B_{2x} + B_{1x} - A_{2x} - A_{1x} = 0$$

$$B_{2x} + B_{1x} = A_{2x} + A_{1x} \dots \dots \dots \mathbf{1}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_{1y} + C_{2y} - A_{2y} - C_{1y} = 0$$

$$A_{1y} + C_{2y} = A_{2y} + C_{1y} \dots \dots \dots \mathbf{2}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_{1z} - B_{1z} - 236.56 - B_{2z} + A_{2z} - 121.31 - 48.52 + C_{2z} + C_{1z} - 48.52 - 121.31 = 0$$

$$A_{1z} - B_{1z} - B_{2z} + A_{2z} + C_{2z} + C_{1z} = 576.22 \dots \dots \dots \mathbf{3}$$

$$\sum M_{A1}^x = 0$$

$$B_{1z}(0.16) + 236.56(0.39) + B_{2z}(0.62) - A_{2z}(0.78) + 121.31(0.78) + 48.52(0.7) - C_{2z}(0.62) - C_{1z}(0.16) + 48.52(0.08) = 0$$

$$224.73 = 0.16C_{1z} + 0.62C_{2z} + 0.78A_{2z} - 0.62B_{2z} - 0.16B_{1z} \dots \dots \dots \mathbf{4}$$

$$\sum M_{A1}^y = 0$$

$$121.31(0.20) + 48.52(0.4) - C_{2z}(0.4) - C_{1z}(0.4) + 48.52(0.4) + 121.31(0.2) = 0$$

$$218.35 = C_{2z} + C_{1z} \dots \dots \dots \mathbf{5}$$

$$\sum M_{A1}^z = 0$$

$$B_{1x}(0.16) + B_{2x}(0.62) - A_{2x}(0.78) = 0 \dots\dots\dots 6$$

$$\Sigma M_{B1}^x = 0$$

$$236.56(0.23) + B_{2Z}(0.46) - A_{2Z}(0.62) + 121.31(0.62) + 48.52(0.54) \\ - C_{2Z}(0.46) - 48.52(0.08) - 121.31(0.16) + A_{1Z}(0.16) = 0$$

$$132.53 = 0.46C_{2Z} + 0.62A_{2Z} - 0.46B_{2Z} - 0.16A_{1Z} \dots\dots\dots 7$$

$$\Sigma M_{B1}^y = \Sigma M_{A1}^y = 0$$

$$\Sigma M_{B1}^z = 0$$

$$B_{2x}(0.46) - A_{2x}(0.62) + A_{1x}(0.16) = 0 \dots\dots\dots 8$$

$$\Sigma M_{A2}^x = 0$$

$$-48.52(0.08) + C_{2Z}(0.16) - A_{1Z}(0.62) - 48.52(0.7) - 121.31(0.78) - A_{1Z}(0.78) \\ - B_{1Z}(0.62) - 236.56(0.39) - B_{2Z}(0.16) = 0$$

$$224.73 = 0.16C_{2Z} + 0.62C_{1Z} + 0.78A_{1Z} - 0.62B_{1Z} - 0.16B_{2Z} = 0 \dots\dots\dots 9$$

$$\Sigma M_{A1}^y = \Sigma M_{A1}^y = \Sigma M_{B1}^y = 0$$

$$\Sigma M_{A2}^z = 0$$

$$-B_{2x}(0.16) - B_{1x}(0.62) + A_{1x}(0.78) = 0 \dots\dots\dots 10$$

$$\Sigma M_{B2}^x = 0$$

$$-A_{2Z}(0.16) + 121.31(0.16) + 48.52(0.08) + C_{1Z}(0.46) - 48.52(0.54) \\ - 121.31(0.62) + A_{1Z}(0.62) - B_{1Z}(0.46) - 236.56(0.23) = 0$$

$$132.53 = A_{1Z}(0.62) - B_{1Z}(0.46) - A_{2Z}(0.16) + C_{1Z}(0.46) = 0 \dots\dots\dots 11$$

$$\sum M_{B2}^Z = 0$$

$$-A_{2X}(0.16) + B_{1Z}(0.46) + A_{1X}(0.62) = 0 \dots \dots \dots \mathbf{12}$$

$$\sum M_0^X = 0$$

$$B_{2Z}(0.23) - A_{2Z}(0.39) + 121.31(0.39) + 48.52(0.31) - C_{2Z}(0.23) + C_{1Z}(0.23) \\ - 48.52(0.31) - 121.31(0.39) - A_{1Z}(0.39) - B_{2Z}(0.39) = 0$$

$$B_{2Z}(0.23) + C_{1Z}(0.23) + A_{1Z}(0.39) \\ = A_{2Z}(0.39) + C_{2Z}(0.23) + B_{1Z}(0.23) \dots \dots \dots \mathbf{13}$$

$$\sum M_0^Z = 0$$

$$B_{2X}(0.23) - A_{2X}(0.39) - B_{1X}(0.23) + A_{1X}(0.39) = 0 \dots \dots \dots \mathbf{14}$$

Ordenando ecuaciones para la solución matricial

		A_{1x}^1	A_{1y}^2	A_{1z}^3	B_{1x}^4	B_{1z}^5	B_{2x}^6	B_{2z}^7	A_{2x}^8	A_{2y}^9	A_{2z}^{10}	C_{2z}^{11}	C_{2y}^{12}	C_{1z}^{13}	C_{1y}^{14}
0	=	-1	0	0	1	0	1	0	-1	0	0	0	0	0	0
0	=	0	1	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	1	0	-1
576.22	=	0	0	1	0	-1	0	-1	0	0	1	1	0	1	0
224.73	=	0	0	0	0	-0.16	0	-0.62	0	0	0.78	0.62	0	0.16	0
218.35	=	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0
0	=	0	0	0	0.16	0	0.62	0	-0.78	0	0	0	0	0	0
132.53	=	0	0	-0.16	0	0	0	-0.46	0	0	0.62	0.46	0	0	0
0	=	0.16	0	0	0	0	0.46	0	-0.62	0	0	0	0	0	0
224.73	=	0	0	0.78	0	-0.62	0	-0.16	0	0	0	0.16	0	0.62	0
0	=	0.78	0	0	-0.62	0	-0.16	0	0	0	0	0	0	0	0
132.53	=	0	0	0.62	0	-0.46	0	0	0	0	-0.16	0	0	0.46	0
0	=	0.62	0	0	-0.46	0	0	0	-0.16	0	0	0	0	0	0
0	=	0	0	-0.39	0	0.23	0	-0.23	0	0	0.39	0.23	0	-0.23	0
0	=	0.39	0	0	-0.23	0	0.23	0	-0.39	0	0	0	0	0	0

$$A_{1x} = -1.39 \times 10^{-12} \text{ N} \approx 0$$

$$A_{1y} = -5.81 \times 10^{-12} \text{ N} \approx 0$$

$$A_{1z} = 89.46 \text{ N}$$

$$A_{2x} = 3.81 \times 10^{-13} \text{ N} \approx 0$$

$$A_{2y} = 5.81 \times 10^{-13} \text{ N} \approx 0$$

$$A_{2z} = 89.46 \text{ N}$$

$$B_{1x} = 9.34 \times 10^{-13} \text{ N} \approx 0$$

$$B_{1z} = -89.46 \text{ N} \quad \text{Inv. Sentido}$$

$$B_{2x} = -2.36 \times 10^{-14} \text{ N} \approx 0$$

$$B_{2z} = -89.46 \text{ N} \quad \text{Inv. Sentido}$$

$$C_{1y} = 5.81 \times 10^{-13} \text{ N} \approx 0$$

$$C_{1z} = 109.175 \text{ N}$$

$$C_{2x} = -5.81 \times 10^{-13} \text{ N} \approx 0$$

$$C_{2z} = 109.175 \text{ N}$$

VERIFICANDO EL EQUILIBRIO DE FUERZAS.

$$A_{1z} + B_{1z} + B_{2z} + A_{2z} + C_{1z} + C_{2z} \approx W_1$$

$$576.19 \approx 576.24 \Rightarrow \text{Conforme a nivel estático}$$

$$A_{1x}, A_{1y}, A_{2x}, A_{2y}, B_{1x} \text{ y } C_{1x} \approx 0$$

Este resultado nos permite evaluar el pórtico más crítico del chasis

3.6.2.4. Recalculando El Pórtico Más Crítico.

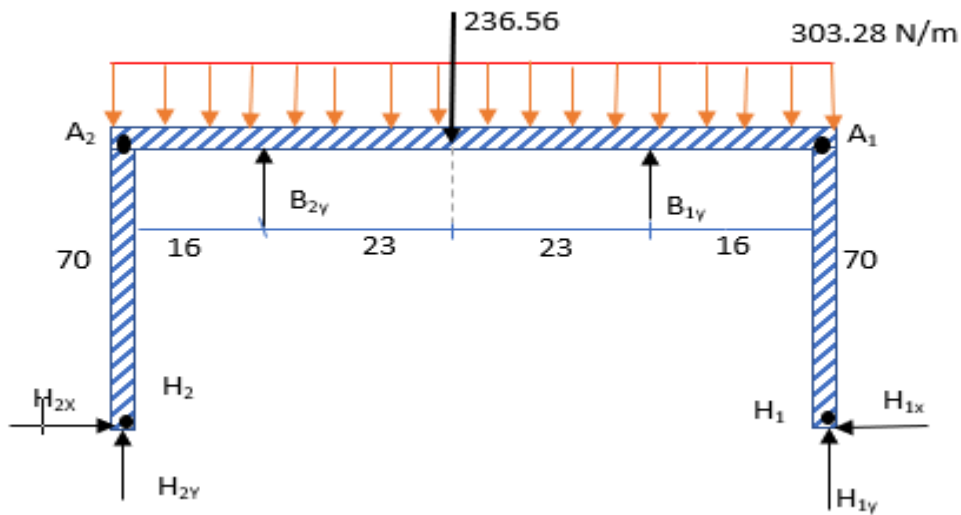


Figura 73: Cargas Críticas

$$\sum F_x = 0$$

$$H_{1x} - H_{2x} = 0 \dots\dots\dots 1$$

$$\sum F_y = 0$$

$$B_{1y} + B_{2y} + H_{1y} + H_{2y} = 236.56 \dots\dots\dots 2$$

$$\sum M_{H2} = 0$$

$$0.78H_{1y} + 0.62B_{1y} - 236.56 \times 0.39 + 0.16B_{2y} + 0.16B_{2y} = 0$$

$$0.78H_{1y} + 0.62B_{1y} + 0.16B_{2y} + 0.16B_{2y} = 92.26 \dots\dots\dots 3$$

$$\sum M_{H1} = 0$$

$$-0.16B_{1y} + 236.56 \times 0.39 - 0.62B_{2y} - 0.78H_{2y} = 0$$

$$0.16B_{1y} + 0.62B_{2y} + 0.78H_{2y} = 92.26 \dots\dots\dots 4$$

$$\sum M_{B1} = 0$$

$$0.16H_{1y} + 0.23 \times 236.56 - 0.46B_{2y} - 0.62H_{2y} = 0$$

$$0.46B_{2y} + 0.62H_{2y} - 0.16H_{1y} = 54.41 \dots\dots\dots 5$$

$$\sum M_{B2} = 0$$

$$0.62H_{1Y} - 0.23 \times 236.56 + 0.46B_{1Y} - 0.16H_{2Y} = 0$$

$$0.62H_{1Y} + 0.46B_{1Y} - 0.16H_{2Y} = 54.41 \dots \dots \dots 6$$

3.6.2.5. Ordenando Para La Solución Matricial

	=	H_{1X}	H_{1Y}	B_{1Y}	B_{2Y}	H_{2X}	H_{2Y}
0	=	1	0	0	0	-1	0
236.56	=	0	1	1	1	0	-1
92.26	=	0	0.78	0.62	0.16	0	0
92.26	=	0	0	0.16	0.62	0	0.78
54.41	=	0	-0.16	0	0.46	0	0.62
54.41	=	0	0.62	0.46	0	0	-0.16

Solución:

$$H_{1x} = H_{2x} \approx 0$$

$$H_{1Y} = B_{1Y} = B_{2Y} = H_{2Y} = 59.14N$$

Calculando La Carga Axial, Cortantes y Momentos Flectores en El Pórtico:

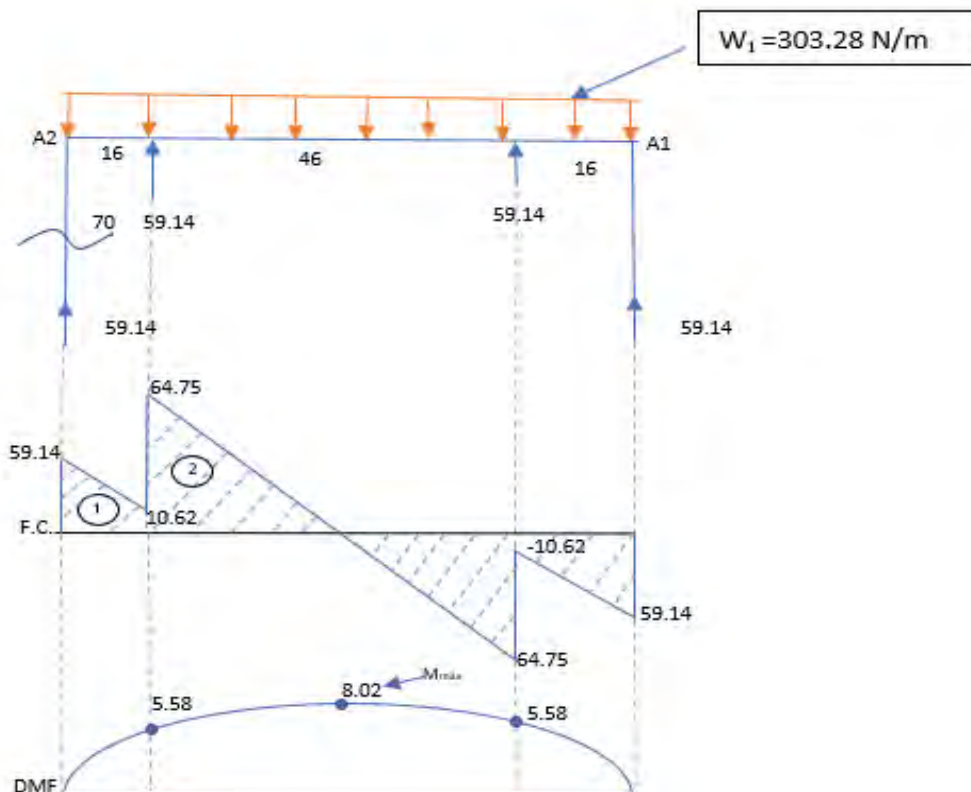


Figura 74: Carga axial

$$A_1 = A_{\Delta} + A_{\square} = M_1$$

$$A_1 = \frac{(0.16)(48.53)}{2} + (0.16)(1062)$$

$$A_1 = 5.58 Nm = M_1$$

$$A_2 = A_{\Delta}$$

$$A_2 = \frac{(0.13)(69.75)}{2} = 8.02 Nm = M_2$$

Conociendo el momento máximo $M_L = 8.02 Nm$ y sabemos que el material a usar será el acero estructural más económico y común ASTM A36 ($S_y=248 MPa$, límite de fluencia)

$\therefore \sigma_d = 0.66 S_y$, esfuerzo de diseño, para seleccionar el perfil adecuado, se calculará el módulo de sección requerido.

$$\text{Si } \sigma = \frac{M}{S}; \quad S: \text{módulo de sección. } S = \frac{8.02}{0.66 \times 248} = 4.9 \times 10^{-8} m^3 = 49 mm^3$$

Con el respaldo de catálogo de perfiles estructurales económicos encontramos el perfil L de 51 x 51 x 3.2 mm con $S=2110 mm^3$, que es muy superior al calculado.

\therefore Elegimos el inmediato interior L $1 \frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$ ".

Verificando resistencia al pandeo de columna crítica con el perfil elegido

Columna "A₁- H₁", $L=0.70 m$, Acero ASTM A36 L 38.1 x 38.1 x 3.7 mm

$L_e = KL$, Longitud efectiva $K=2$ para un extremo libre

$$L_e = 2 (0.70) = 1.4$$

Perfil L 38.1 x 38.1 x 3.1 mm

radio de giro

$$\text{Sección} = 226.61 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{50545.55}{226.61}} = 14.93 \text{ mm.}$$

$$I = 50545.55 \text{ mm}^4$$

$$E_{A36} =$$

Relación de Esbeltez

$$S_y = 248 \text{ MPa}$$

$$SR = \frac{L_e}{r} = \frac{1400}{14.93} = 93.77$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

Calculando constante de columna C_c

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_1}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 200 * 10^3}{240}} = 126$$

Se observa que $C_c > SR$

Calculamos carga de **pandeo crítica** con:

$$P_{cr} = A_{S_y} \left[1 - \frac{S_y (SR)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$P_{cr} = 226.61 \times 248 \left[1 - \frac{248(93.77)^2}{4\pi^2 200000} \right]$$

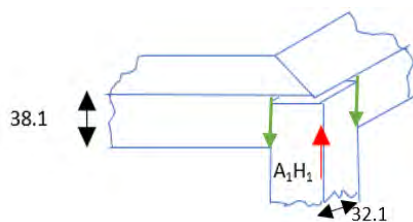
$$P_{cr} = 40.66 \text{ KN}$$

Recordemos que la carga actuante en la columna es de:

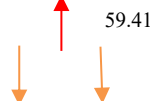
$A_1 H_1 = 59.41$ hasta 89.46 N, lo que significa que la columna no se pandeará, por ser

muy inferior a la carga Crítica de pandeo.

5. CALCULANDO SOLDADURA EN VERTICE COLUMNA $A_1 H_1$

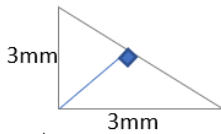


$A_1 H_1 = 59.41 \text{ N}$
Se trata de carga principalmente de cargas estáticas.



Fuerza Cortante actuante en cada filete de soldadura será de 29.71 N

Calculando el Esfuerzo cortante en la garganta de soldadura.



$$\tau = \frac{29.71N}{(3 \times 10^{-3}m)(\text{sen } 45^\circ) \times 38.1 \times 10^{-3}m}$$

$$\tau = 0.367 \text{ MPa}$$

De la **tabla 28** para E 6011 el más común y sencillo es suficiente puesto que el cortante actuante es muy inferior a la resistencia del electrodo E6011 a cortante.

Se determinó que el esfuerzo cortante en la garganta de filete de soldadura es

$$\tau = 0.367 \text{ MPa}$$

Revisando la tabla 28; del libro de Shigley para E6011, sometido a cortante es 18 KSI.

Tabla 28

Cargas permisibles por unidad de longitud

Nivel de resistencia del metal de aporte							
	60	70	80	90	100	110	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta de soldadura de filete o soldadura de muesca por penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete							
$f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
1	12.73	18.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.7	18.57	20.41	22.27
¾	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.5	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
½	6.37	7.42	8.048	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.5	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.036	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.030	5.97	6.63	7.29	7.95
¼	3.18	3.71	4.24	4.77	5.3	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.018	3.58	3.98	4.83	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.93	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

Fuente: Shigley, Budynas y Keith j., (2008)

$$\tau_{E6011} = 18(6.89)MPa$$

$$\tau_{E6011} = 124MPa \gg 0.367MPa$$

Recalculando por criticidad de diseño LRFD y ASD según la AISC.

Si E6011 $\Rightarrow \sigma = 60KSI$ y según AISC

$$\sigma_s = 0.6\sigma$$

$$\sigma = 0.6 \times 60 \times 689$$

$$\sigma_s = 248.04MPa$$

$\Rightarrow R_{nw} = \sigma_s A_{we}$; carga nominal en metal base

A_{we} : área de la garganta

$$A_{we} = t \text{sen}45^\circ \times l$$

$$R_{nw} = (248.04MPa)(3.1 \times 10^{-3}m)(\text{sen}45^\circ \times 38.1 \times 10^{-3}m)$$

$$R_{nw} = 20.71KN.$$

a) Según LRFD $\Rightarrow \phi = 0.75$

$$LRFD = \phi * R_{nw}$$

$$LRFD = 0.75 * 20.71KN$$

$$LRFD = 15.53 KN$$

b) Según ASD $\Rightarrow \Omega = 2$

$$ASD = \frac{R_{nw}}{\Omega}$$

$$ASD = \frac{20.71KN}{2}$$

ASD = 10.36 KN carga admisible antes de fallar.

Se observa que $10.36kn \gg 59.41$ se determina que la soldadura esta sobre dimensionado.

3.6.3. Selección Del Ventilador

El ventilador que se seleccionará será un ventilador centrífugo, porque inyecta mayor cantidad de caudal. Se seleccionó el ventilador 710 CFM ya que es de fácil adquisición y brinda un caudal nominal de $0.335 \text{ m}^3/\text{s}$, el cual cumple con los parámetros antes mencionados.

3.6.3.1. Potencia requerida para el ventilador

Teniendo las dimensiones de la sección, por donde hace ingreso el aire al intercambiador de calor y la velocidad del aire:

$$P = \frac{Q \cdot H}{1000 \cdot DE \cdot ME \cdot \eta} \quad (4.45)$$

Dónde:

P: Potencia del motor del ventilador en [KW]

Q: Caudal del aire en $[\text{m}^3/\text{s}]$

H: Perdida de presión en el sistema en [Pa]

DE: Eficiencia de la transmisión, la cual varía entre 90% para transmisión por poleas y correas, y 100% para transmisión directa.

ME: Eficiencia del motor, la cual varía entre 85% a 95%.

η : Eficiencia del ventilador, que varía de 70 a 85% (por su fabricación, tamaño)

Se debe determinar la pérdida de presión “**H**”

H: **Pérdidas de presión en todo el trayecto de aire**, la diferencia de altura entre el ingreso del aire a la cámara de calentamiento y salida del aire de la cámara de deshidratación.

Las pérdidas de presión en el trayecto de circulación de aire + las pérdidas de presión halladas en la cámara de calentamiento y la cámara deshidratación, que tienen los valores de

10.1 [Pa] y 1.2 [Pa] respectivamente, sacadas de las tablas previas haciendo un valor de 11.3 [Pa].

- Entonces el valor de $H=11.3$ [Pa]
- La velocidad del aire de ingreso a la cámara de calentamiento es de 0.7 [m/s], por una sección de 0.06×0.1 m, el caudal es $Q=0.0042$ [m^3/s]= 15.1 [m^3/hr]

Determinación de la potencia del motor del ventilador centrifugo

$$P = \frac{15.1 * 11.3}{1000 * 0.95 * 0.9 * 0.8} = 0.25 \text{ [KW]}$$

Características del ventilador que realizará el trabajo

- El motor tiene que tener una potencia de 0.25 [KW].
- Caudal de trabajo de 15.1 [m^3/hr].
- Debe ser un ventilador centrífugo.

CAPÍTULO IV: CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SECADO SOLAR

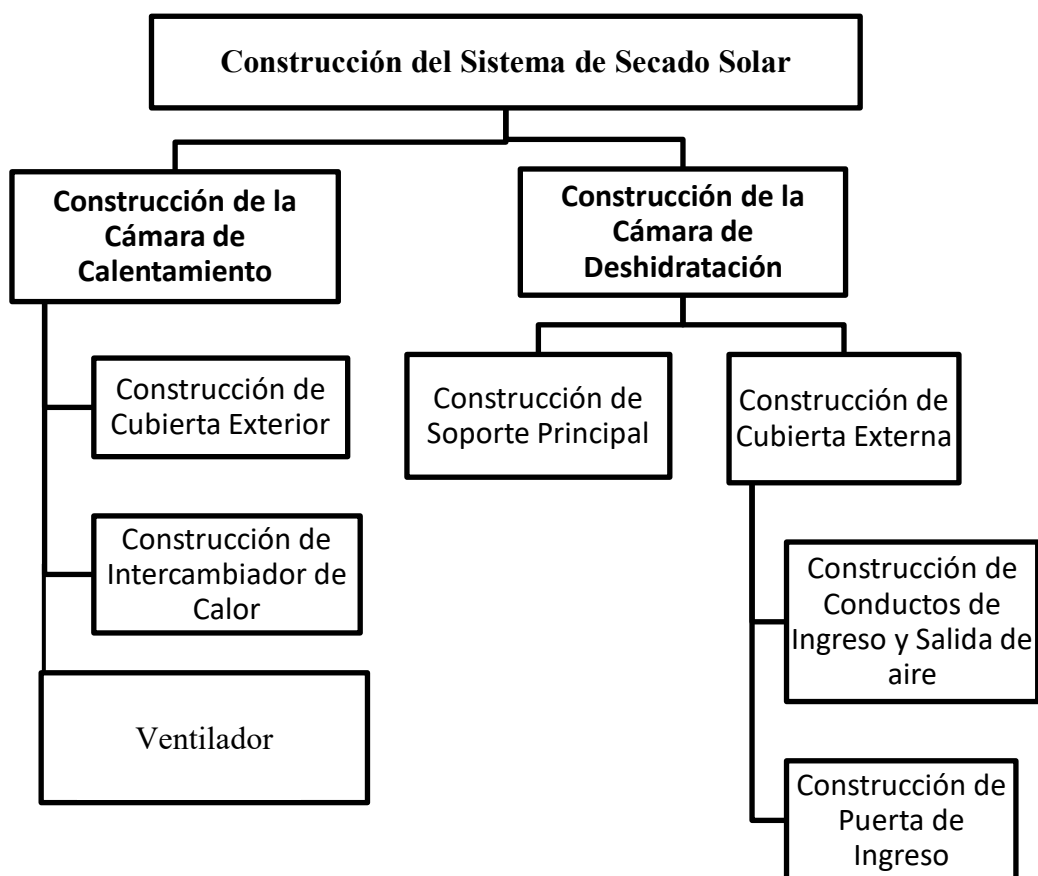


Figura 75. Esquema de Construcción del sistema de secado Solar
Fuente: Creación propia

La construcción del sistema de secado solar se realizará en dos partes, primero se realiza la construcción de la cámara de calentamiento el cual incluye la construcción de la cubierta exterior de la misma y la construcción del intercambiador de calor necesario y la acoplación de un ventilador que generará el movimiento de aire dentro del intercambiador de calor para que se produzca la temperatura requerida dentro de esta cámara.

Luego se realiza la construcción de la cámara de deshidratación que consta de la construcción del soporte principal que sostendrá toda la cámara y la construcción de la cubierta externa que tendrá por dentro la construcción de conductos de ingreso y salida de aire y la

construcción de la puerta de ingreso a la cámara de deshidratación donde se colocará la carne a ser deshidratada. Cada ítem del esquema se describe a continuación:

4.1. Construcción de la cámara de calentamiento.

La cámara de calentamiento posee un ingreso de aire frío y una salida de aire caliente, construida íntegramente de plancha galvanizada de 1.2 mm de espesor, y aislada por el interior con fibra de vidrio, para evitar pérdidas de calor desde el intercambiador de calor, instalado en el interior de la cámara de calentamiento como se muestra en la figura 76.



Figura 76. Cámara de calentamiento de aire
Fuente: Creación propia

Fue fabricada de Plancha galvanizada de 1.2 mm de espesor, resistente a la corrosión producida por contacto con el agua y la humedad del aire, el espesor de la plancha garantiza el auto sostenimiento de la cámara y no requiere de un estructura adicional para su sostenimiento y rigidez, además al momento de soldar los componentes de esta cámara el espesor garantiza que la cámara no se deformará por las altas temperaturas producidas por los cordones de soldadura, la cámara de calentamiento se fabricó con dos componentes principales que después se unieron.

4.1.1. Cubierta Exterior

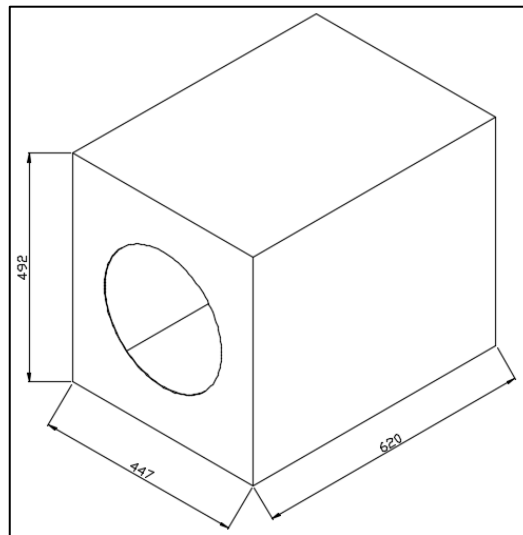


Figura 77. Cubierta externa de cámara de calentamiento.
Fuente: Creación propia

Sus medidas generales son 492x447x620mm, por la parte posterior tiene una puerta sujeta por dos bisagras industriales de 2", por esta puerta se ingresa el aislante de fibra de vidrio resistente a temperaturas que superen los 100°C, este aislante servirá para aislar el intercambiador de calor del exterior, por la parte delantera ingresará el intercambiador de calor al interior de esta cubierta una vez ubicada en su lugar se procederá a taponar la parte delantera por donde ingresó el intercambiador de calor con una cubierta de vidrio transparente de 3mm de espesor que permitirá el paso de la radiación solar y evitará que se pierda calor por convección por la interacción directa del intercambiador de calor con el aire del exterior, la forma cúbica de esta cubierta es porque es fácil de apoyar y la estructura que lo soporte será de fácil fabricación al no tener elementos curvos que implican mayor tiempo de fabricación y mayor costo, la soldadura utilizada es el electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Fue diseñado para un flujo de aire de 0.006 metros cúbicos por segundo que saldrá a una temperatura de 60°C.

4.1.2. Intercambiador De Calor

Fue construido de plancha galvanizada de 1.2 mm de espesor, este espesor garantiza que la plancha no se deforme al momento de soldarla, sus medidas generales son: un largo de 501 mm y un diámetro externo máximo de 273mm, fabricado con anillos, aletas y cilindros los cuales absorben el calor producido por la radiación solar y son los encargados de transferir el calor al aire que pasa dentro del intercambiador, estos componentes son cubiertos por una carcasa en 4 partes que se sujeta a estos por auto-perforante de $\frac{1}{4}$ " de diámetro y $\frac{1}{2}$ " de largo, tiene una abertura en la parte inferior por donde ingresa el aire frio y otra abertura en la parte posterior del intercambiador de calor para la salida del aire caliente, la soldadura utilizada es electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

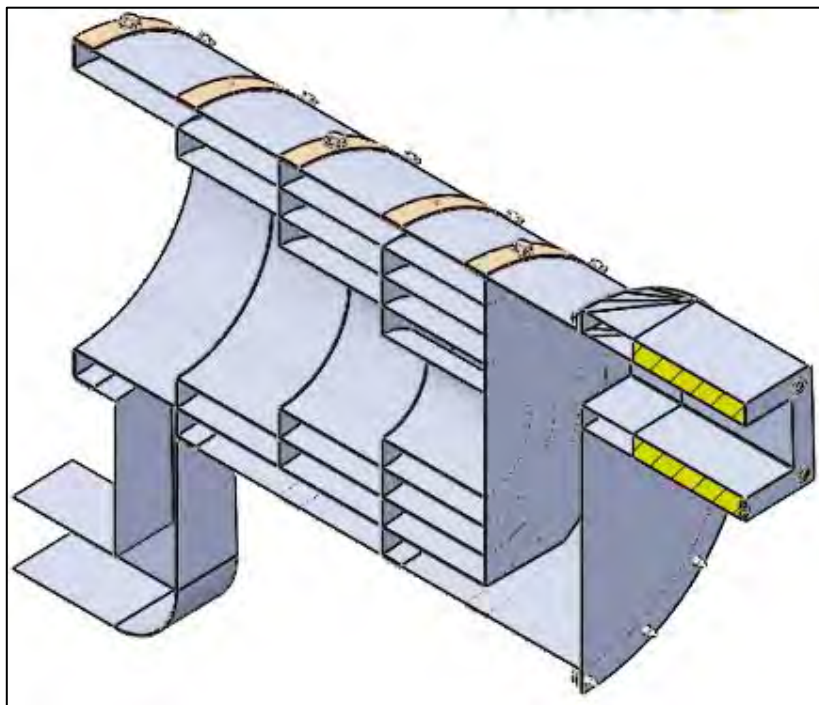


Figura 78. Intercambiador de calor.

Fuente: Creación Propia

En las figuras 78 y 79 se muestran la construcción del intercambiador calor tal como se indica en los planos que se encuentran en los Anexos de este trabajo.

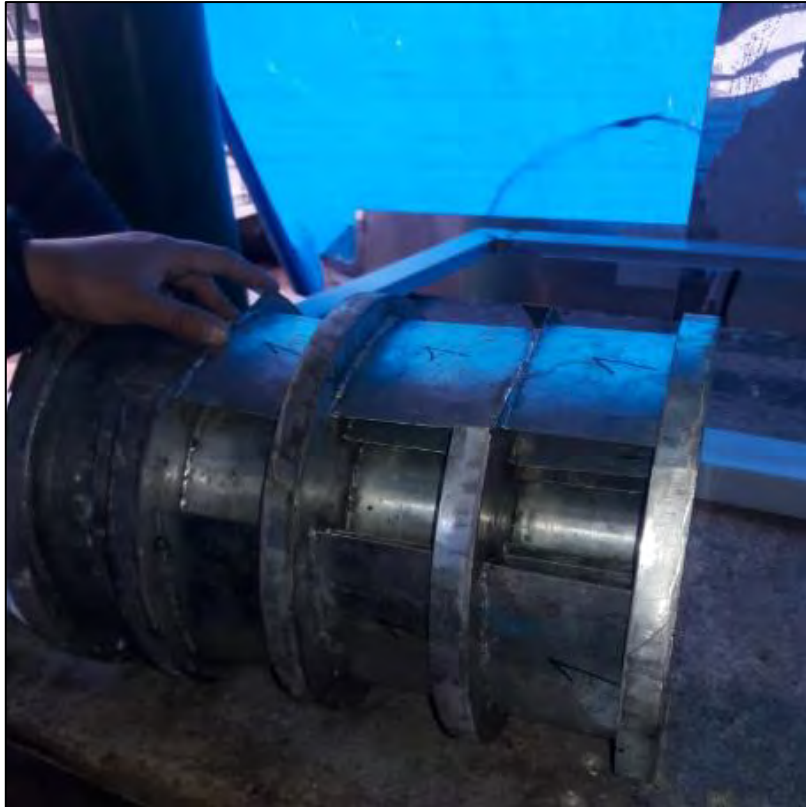


Figura 79. Construcción del intercambiador de calor.
Fuente: Creación propia



Figura 80. Construcción del intercambiador de calor
(Fuente: Creación propia)

El intercambiador de calor es instalado dentro de la cámara de calentamiento de aire y cubierta por fibra de vidrio para evitar pérdidas de calor, por este intercambiador de calor circula aire que será calentado, como se ve en la figura 90.

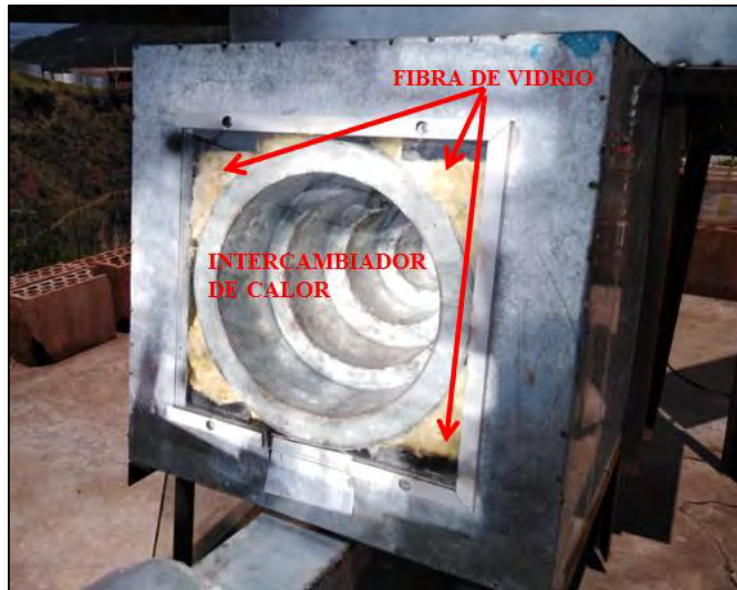


Figura 8112. Construcción del intercambiador de calor
(Fuente: Creación propia)

4.1.3. Instalación del ventilador

Para la circulación de aire dentro de la cámara de calentamiento–intercambiador de calor y cámara de deshidratación, se utiliza un ventilador que inyecta el aire a 0.7 m/s, según se pudo observar experimentalmente al realizar la prueba con el ventilador y realizar la medida con el anemómetro, este ventilador, debe tener una potencia de 0.25 KW y entregar un caudal de aire de 0.042 metros cúbicos por segundo, la unión entre la cámara de calentamiento y el ventilador se hará por medio de una manga flexible.



Figura 82. Ventilador de aire.
(Fuente: Creación propia)

4.2. Construcción de la Cámara de Deshidratación

La cámara de deshidratación de carne, en esta cámara se coloca la carne que se desea deshidratar, su diseño es simple, consta de un solo compartimiento por el cual circulará aire caliente.



Figura 83. Cámara de deshidratación
Fuente: Creación propia

4.2.1. Soporte Principal

Fabricado de angular de 1 1/2" de 1/8" de espesor, de acero ASTM A36, la soldadura utilizada es electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW, pintada con pintura anticorrosiva y dos capas de pintura esmalte color negro.

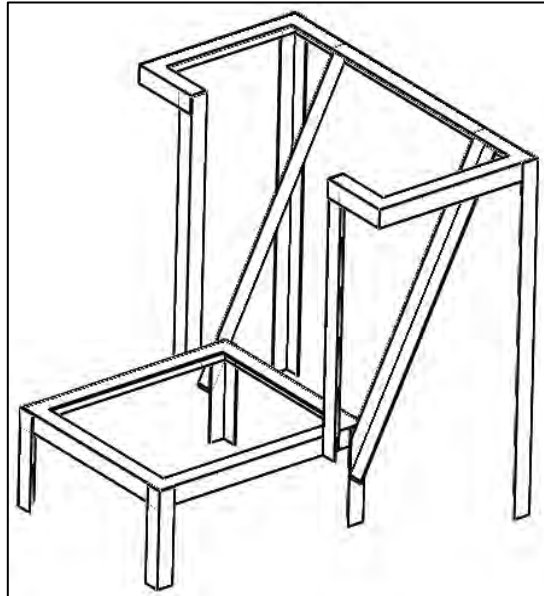


Figura 84. Estructura de soporte
Fuente: Creación propia

Estructura que soportará a la cámara de calentamiento y la cámara de deshidratación, disponiendo a la primera a una altura de 200 mm y a la segunda a una altura de 723 mm, ambas alturas con respecto al piso.

4.2.2. Cubierta Externa

Fue fabricada de plancha galvanizada plegada de 1.2 mm de espesor, sus dimensiones generales son 323x637x653mm, tiene aberturas de 10x6 cm en la parte inferior y superior para el ingreso y salida del aire caliente, tendrá una puerta en la parte delantera para el ingreso y retiro de la carne, se instalará por la parte interior poliuretano expandido de 1" de espesor, se colocarán dos parrillas donde se colgarán los trozos de carne, **Ductos de ingreso y salida de aire**; se instalará unos ductos de aire en la parte interior para una mejor distribución del aire dentro de la cámara, en la abertura de la parte superior que sirve para la salida de aire se instalará una chimenea de 30 cm de largo, para la instalación de la chimenea se fabricará un

soporte de angulares de 30x30x3 mm de ASTM A36, que se suelda a la cámara de deshidratación en la parte superior, de igual forma para la unión con la cámara de calentamiento se instalará en la parte inferior un soporte de angulares de 30x30x3 mm de ASTM A36, la soldadura utilizada es electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Esta cámara de deshidratación está cerrada por una **puerta** que será por donde se ingrese el producto carne de alpaca para ser deshidratado dentro de la misma.

Fue diseñado para una capacidad de 5.8 kilogramos de carne fresca.

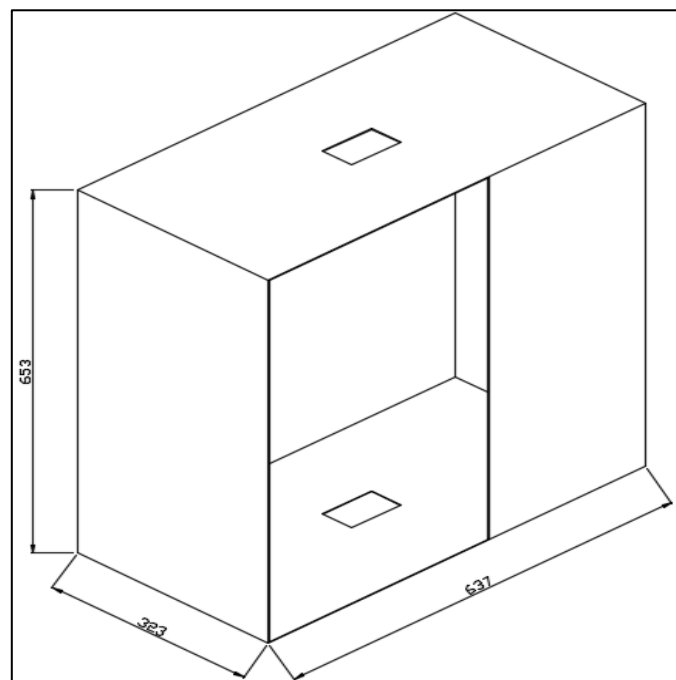


Figura 85. Cámara de deshidratación.

Fuente: Creación propia

CAPITULO V: EXPERIMENTACIÓN EN EL SISTEMA DE SECADO Y COSTOS DE FABRICACIÓN

Para realizar la experimentación en el sistema de secado de carne se tiene un protocolo de pruebas necesario el cual describe los materiales y equipos necesarios, el procedimiento, las condiciones de seguridad a tener en cuenta. (Anexo 02)

5.1 Montaje Experimental

Para realizar el seguimiento solar, se realiza el montaje experimental del concentrador solar Scheffler ya en posición de suministrar energía solar sobre la entrada del intercambiador de calor. Si el planeta tierra gira 360° sobre su eje, por lo tanto, $360^\circ/24h = 15^\circ$. El control debe contemplar mover el reflector o concentrador solar 15° cada hora dentro de un rango de 180° , como se muestra en la figura,

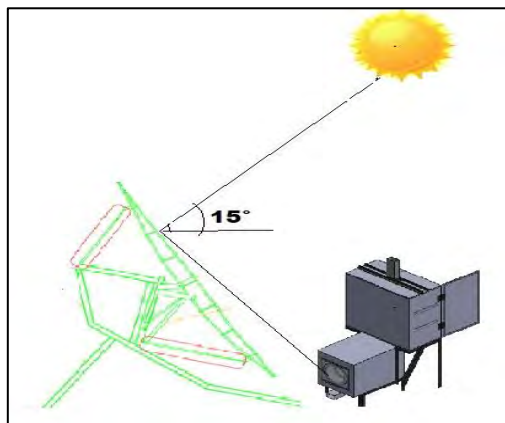


Figura 86. Movimiento del concentrador solar

5.2 Experimentación en el sistema de secado solar

Vamos a realizar la experimentación de la obtención del charqui, mediante el uso del sistema de secado con energía solar usando el concentrador solar Scheffler, la cámara de deshidratación y la cámara de calentamiento, teniendo el equipo ya construido, como se observa en las figuras 87 y 88.

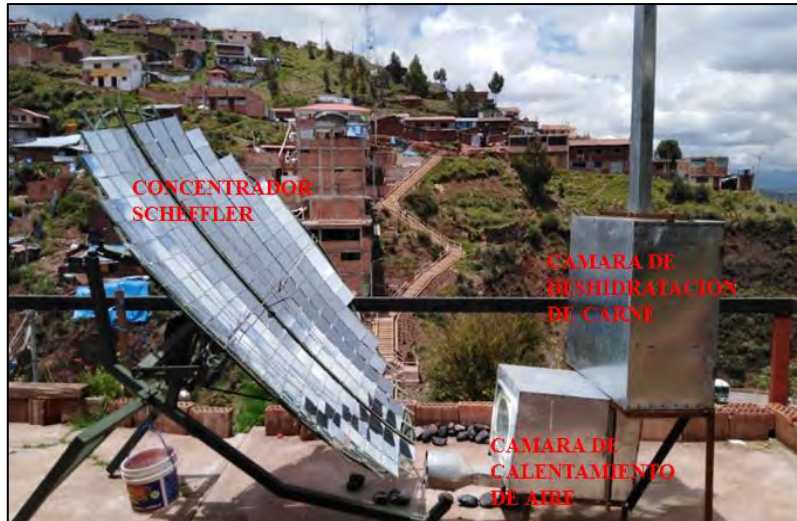


Figura 87. Módulo experimental

Fuente: Creación propia

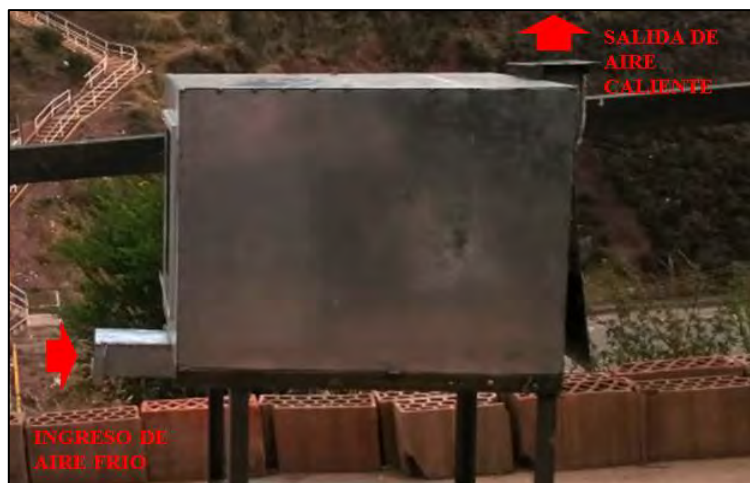


Figura 88. Cámara de calentamiento del aire

Fuente: Creación propia

La incidencia de energía solar sobre la entrada de la cámara de calentamiento hace que se produzca una temperatura de 100°C que calienta por transferencia de calor el aire que está dentro del intercambiador de calor, se enciende el ventilador el que hace que se produzca movimiento de aire que ingresa hacia la cámara de calentamiento, también se medirá la temperatura en la cámara de deshidratación.

5.2.1 Medición de la velocidad y temperatura del aire a la salida de la cámara de calentamiento del aire



Figura 89. Velocidad del aire a la salida de la cámara de calentamiento e ingreso a la cámara de deshidratación medido con el anemómetro AIMO.

Fuente: Creación propia

Como primer paso se comprobará los parámetros de velocidad del aire y temperatura a la salida de la cámara de calentamiento (figura 89) y verificar si son similares a los tomados en el cálculo teórico del capítulo IV. Donde se midió la velocidad del aire a la salida de la cámara de calentamiento con el anemómetro digital AIMO (Anemómetro profesional marca AIMO puede medir la velocidad del viento entre 0.7 y los 30 m/s y flujos de aire), el aire tiene una velocidad de 1.0 m/s, como se muestra en la figura 89.

La **temperatura** a la cual el aire, sale de la cámara de calentamiento es de **60.6 °C** a las 13:26 horas, como indica la figura 90. Llegando hasta 62°C, entre las 11:00 am hasta las 2:00 pm del día. Esta medida se obtuvo con el **higrómetro MASTECH MS6508**, para pruebas de temperatura ambiente y humedad relativa, el cual mide en el rango de: -20 a 60 ° C (-4 a 140 ° F), y con una Precisión de: ± 0.5 ° C (0 a 45 ° C); ± 1.0 ° C (-20 a 0 ° C, 45 a 60 ° C)



Figura 9013. Temperatura del aire a la salida de la cámara de calentamiento e ingreso a la cámara de deshidratación.

Fuente: Creación propia

5.2.2 Experimento 1.

Fecha : 22, 23 y 24

Nombre : Deshidratación de 0.7 Kg de carne de alpaca con energía solar

Lo primero que se hizo fue la preparación de la carne de alpaca siguiendo los procedimientos descritos en el capítulo II para la obtención de charqui, se preparó la salmuera, mezcla de agua con sal, figura 91, donde se hizo reposar la carne como se muestra en la figura 92, la carne se hace reposar por un periodo de 12 horas, para que esta pueda obtener una adecuada cantidad de sal, esta preparación se realizó el 22 de junio.



Figura 91. Preparación de la salmuera

Fuente: Creación propia



Figura 92. Baño de la carne de alpaca en la salmuera

Fuente: Creación propia



Figura 93/4. Retirado de la carne de alpaca del baño de salmuera

Fuente: Creación propia

Después del baño de salmuera se procede a retirar el agua con sal y se deja la carne ya lista para su ingreso a la cámara de deshidratación.



Figura 94. Carne en la cámara de deshidratación.

Fuente: Creación propia

La carne es ingresada a la cámara de deshidratación para su secado, el día 23 de junio a las 10:30 de mañana y se empieza con el proceso de deshidratación, iniciando con un peso de 0.7 Kg. de carne fresca

La temperatura en el interior de la cámara de deshidratación se mantiene alrededor de 55.6 °C (figura 95), temperatura tomada con la puerta abierta, cuando la cámara de deshidratación está cerrada la temperatura permanece sobre los 60 °C como se muestra en la figura 96, que es la temperatura requerida en la cámara de deshidratación, valor estimado en el diseño, por tanto indicamos que sí se llegó al valor de la temperatura deseada en la cámara de deshidratación, según requerimientos del diseño y análisis teóricos realizados.



Figura 95. Medición de la temperatura durante el proceso de deshidratación de la carne

Fuente: Creación propia

Al transcurrir 4 horas, se pudo apreciar que la carne ya se había deshidratado, demostrando de esta manera que el sistema de secado funciona correctamente y es capaz de producir el charqui, se afirma que se cumplió con el propósito, el peso que se tuvo

de la carne a las 14:35 hrs. del mismo día fue de **0.55 Kg.** verificando de esta manera la disminución del peso del producto (carne de alpaca) en la cámara de deshidratación.



Figura 96. Carne deshidratada-charqui.

Fuente: Creación propia

Tabla 29

Datos del proceso de deshidratación de 0.7 Kg de carne de alpaca.

Ítem	Peso	Hora	Fecha
1	0.7	10:30	23-Jun
2	0.65	11:30	23-Jun
3	0.6	13:34	23-Jun
4	0.55	14:35	23-Jun
5	0.25	16:40	23-Jun
6	0.23	11:30	24-Jun
7	0.21	12:30	24-Jun
8	0.19	13:30	24-Jun

Fuente: Creación propia

Considerando que el porcentaje de humedad de la carne de alpaca es del **75.62%** según los antecedentes, desarrollado en el capítulo 2. A la cámara de deshidratación

ingresó **0.7 Kg.** de producto fresco (carne de alpaca), la carne de alpaca debería de tener un peso de **0.17 Kg** (también dato obtenido del capítulo 2 para la carne de alpaca), para considerar que está completamente deshidratada, experimentalmente se logró alcanzar el peso de 0.19 Kg.

En la figura 96 se muestra el proceso de pérdida de peso de la carne de alpaca que se introdujo a la cámara de deshidratación, en este primer experimento se inició con **0.7 Kg.** de carne fresca de alpaca, empezando el experimento el día 23 de junio a las 10:30 horas. Culminando ese mismo día a las 16:40 horas, obteniéndose al finalizar este tiempo un peso del producto de **0.25 Kg.** Como la intensidad del Sol, después de las 16:30 ya no era la adecuada para que la temperatura del aire calentado por el intercambiador de calor se mantenga cercana a **60°C**, se decidió parar el experimento y continuar al día siguiente.

El experimento 1 se retomó el día 24 de junio a las 10:30 horas y se prolongó hasta las 13:30 horas tiempo en el cual se consiguió que la carne de alpaca reduzca su humedad y como resultado se obtuvo un **0.19 Kg** de peso de la carne. bastante cercana al peso teórico de 0.17 Kg presentado o proyectado.

El **tiempo de deshidratación** que se obtuvo fue de 6 horas del día 23 y de 3 horas el día 24, haciendo un total de 9 horas para obtener el producto final (**charqui**).

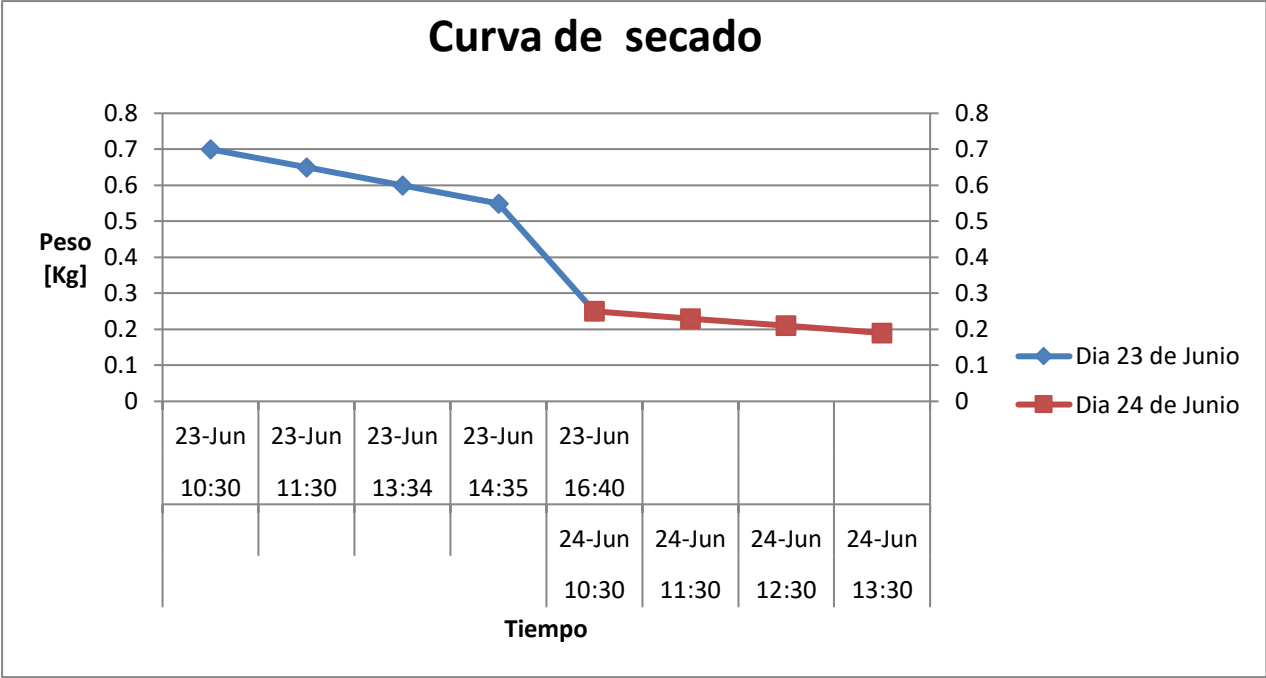


Figura 97. Curva de secado de 0.7 Kg de carne de alpaca

Fuente: Creación propia

Como **resultado** (Figura 97) del proceso de deshidratación de la carne de alpaca, con el módulo diseñado y construido, se consiguió producir **charqui de carne de alpaca**, en menos tiempo que con el método tradicional que puede llegar a demorar varios días en producir el mismo producto, el proceso se realizó bajo condiciones de higiene adecuada por tratarse de un espacio cerrado donde no ingresan agentes externos como polvo, humedad, insectos, etc., que puedan contaminar el producto y bajar su calidad, por estos motivos consideramos que el producto tiene mayor valor agregado, por las consideraciones de limpieza, tiempo de producción y el uso de la energía renovable para el funcionamiento del equipo.



Figura 98. Carne deshidratada-charqui producto final.

Fuente: Creación propia.



Figura 99. Carne deshidratada a la intemperie.

Fuente: Creación propia.

de carne de alpaca en una bandeja (Figura 108) y se la puso a secar a la intemperie para ver la diferencia entre ambos procesos, en la prueba de la carne expuesta a la intemperie como es el caso del método tradicional, se observó como las piezas de carne son contaminadas por partículas de polvo e insectos haciendo de estos trozos de carne productos antihigiénicos y de mala calidad, además el proceso de secado fue de 3 días, por tal motivo, este proceso artesanal es de baja competitividad para entrar en mercados de alta demanda.

5.2.3 Experimento 2

Fecha : 27 y 28 de junio 2019

Nombre : Deshidratación de 1 Kg carne con energía solar

Al igual que en el experimento 1, se procedió a preparar la carne en filetes y hacerla reposar en salmuera, estos preparativos se realizaron el día 27 de junio del presente, pero esta vez se utilizó un kilogramo de carne de alpaca para este experimento.

Se procedió a retirar la carne de la salmuera y escurrirla el día 28 por la mañana, introduciendo la carne en la cámara de deshidratación a las 8:00 horas, e iniciando el calentamiento de la cámara desde esa misma hora hasta las 8:30 horas, hora en la cual se enciende el ventilador y se inicia con el proceso de deshidratación, la temperatura que alcanza el aire en ese momento es de 58.4°C, porque se tuvo un calentamiento anterior del intercambiador de calor. La temperatura del aire a la salida de la cámara de calentamiento se mantuvo entre 60°C y 62.5°C entre las 11:30 y 15:30 horas, la medición del peso se realizó cada hora, las mediciones de peso y tiempo se presentan en la siguiente tabla

El experimento de deshidratación se pudo terminar en un día, no como en el primer caso que fue necesario un día adicional para deshidratar la carne totalmente.

Tabla 30

Datos del proceso de deshidratación de 1 Kg de carne de alpaca.

Item	Peso	Hora	Fecha
1	1	8:30	28-Jun
2	0.93	9:30	28-Jun
3	0.86	10:30	28-Jun
4	0.76	11:30	28-Jun
5	0.66	12:30	28-Jun
6	0.56	13:30	28-Jun
7	0.46	14:30	28-Jun
8	0.37	15:30	28-Jun
9	0.28	16:45	28-Jun

Fuente: Creación propia

Según la curva de secado el proceso de deshidratación se lleva de forma lineal, pero este grafico variará si se considera el uso de una balanza más sensible que nos de datos más precisos.

El tiempo de deshidratación en este segundo experimento fue de **8 horas con 15 minutos**, un tiempo menor que las 09 horas requeridas en el primer experimento, esto se debió porque se focalizó de forma adecuada la radiación solar en el intercambiador de calor, por ello se tuvo temperaturas cercanas a **60°C** o mayores a esta, durante más tiempo en el transcurso del día, esto permitió reducir el tiempo de secado del producto.

Nuevamente se calcula teóricamente el peso que deberá tener el charqui al final del proceso de deshidratación, encontrándose que la carne fresca redujo su porcentaje de humedad en un **75.62%**, entonces para 1 Kg de producto fresco se tendrá un valor teórico de **0.24 Kg** de charqui de carne de alpaca, experimentalmente se consiguió 0.28 Kg de charqui, la diferencia es de 0.04 Kg o 40 gr de masa, entonces consideramos que

la carne aún tiene humedad la cual no pudo ser removida, por necesitarse mayor cantidad de energía para este trabajo.

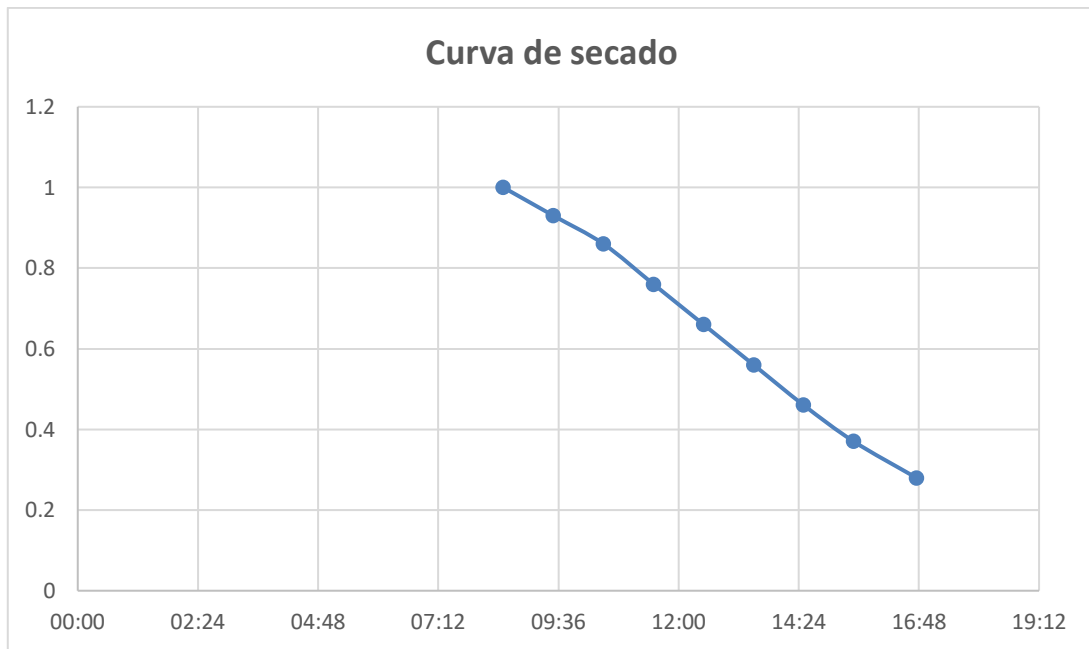


Figura 100. Curva de secado de 1 Kg de carne de alpaca.

Fuente: Creación propia

El experimento demuestra que el módulo experimental o sistema de secado de la carne de alpaca con energía solar, si funciona reduciendo el tiempo de producción de charqui de alpaca y si es competitivo con máquinas similares ofrecidas en el mercado.

**CAPÍTULO VI:
EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA**

6.1 Costo en mano de obra por fabricación de modulo experimental.

Tabla 31

Costo por mano de obra.

DESCRIPCION	COSTO/DIA	DIAS	C. PARCIAL
Soldador + Equipos de trabajo y EPP'S	S/ 70.00	10	S/ 700.00
Ayudante+ EPP'S	S/ 45.00	10	S/ 450.00
COSTO TOTAL EN MANO DE OBRA			S/ 1,150.00

Fuente: Creación propia

6.2 Costo por diseño

Para el desarrollo de este proyecto trabajaremos 4 horas diarias los 30 días del mes

Tabla 32

Tiempo de trabajo.

Descripción	Hr/Día	Días/Mes
Tiempo	4	30

Fuente: Creación propia

Ahora cada tesista recibe por este trabajo S/. 500.00 mensuales que por media jornada consideramos que el costo está bien, como el sueldo mínimo es de S/. 930 considerando una jornada de 8 horas por día, entonces, entre los dos recibirían S/. 1000.00 mensual y el trabajo se desarrolló durante 16 meses teniendo un total de S/. 16,000.00 por el diseño.

Tabla 33

Costo por diseño.

Descripción	Meses	Soles/mes	C. Total
Costo	16	S/ 1,000.00	S/ 16,000.00

Fuente: Creación propia

6.3 Costo general por diseño, fabricación, experimentación y puesta en marcha de modulo experimental

Tabla 34

Costo total por el módulo experimental.

DESCRIPCION	COSTO
Costo por gastos en diseño	S/ 16,000.00
Costo por gasto en materiales	S/ 1,107.98
Costo por gasto en mano de obra	S/ 1,150.00
Costo por gasto en transporte	S/ 350.00
Costo por gastos varios	S/ 500.00
COSTO TOTAL DE FABRICACION	S/ 19,107.98

Fuente: Creación propia

El costo total por el diseño, fabricación, experimentación y puesta en marcha del módulo experimental es de S/ **19,107.98**.

Todos los metrados son consecuencia de los planos que se presentan en los anexos.

6.4 Análisis de VAN y TIR

6.4.1 VAN

El **valor actual neto** (VAN) es una forma de dictamen de inversión que indica renovar los ingresos y egresos de una inversión para saber cuál será el monto a ganar o perder, según el valor que se obtenga del VAN, se tiene tres criterios para evaluarlo.

- $VAN > 0$: El valor actual de los ingresos y egresos de la inversión a futuro, con una tasa de descuento escogida generará beneficios.
- $VAN = 0$: La inversión no generará ni ganancias, ni pérdidas, entonces, su producción, es indiferente.
- $VAN < 0$: La inversión generará pérdidas, entonces, no se debe ejecutar.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)^1} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n} \quad (6.1)$$

Siendo:

F_t : Flujos de dinero en un periodo t

I_0 : Inversión realizada al inicio (t = 0)

n: número de periodos de tiempo

k : Tipo de descuento o interés exigido.

6.4.2 TIR

El TIR es la **Tasa interna de retorno** (TIR), tasa de interés o rentabilidad que proyecta una inversión, de otra forma, es el porcentaje de ganancia o pérdida que presenta una inversión para los montos que se invirtieron.

También es una medida empleada para evaluar proyectos que se relaciona con el VAN. Además, como la medida de la tasa de descuento que hace que el VAN sea cero, para una inversión determinada, para la evaluar el TIR se considera los siguientes criterios.

- Si $TIR > k$: La inversión será aceptada. Para este caso, el TIR que se tiene es mayor a la tasa mínima de rentabilidad que se exige.
- Si $TIR = k$: Se produce algo similar cuando el VAN es igual a cero. En este caso, la inversión se realiza si perfecciona la competitividad del proyecto y no se tiene alternativas mejores.
- Si $TIR < k$: La inversión debe rechazarse, no se alcanza la rentabilidad mínima.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+TIR)^1} + \frac{F_2}{(1+TIR)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+TIR)^n} = 0$$

(6.2)

6.4.3 Determinación el flujo de caja del proyecto

Para saber cuál es el tiempo de retorno de la inversión tenemos de considerar y averiguar la cantidad de horas efectivas de sol sin nubosidad presente, para que el equipo funcione de forma adecuada y pueda deshidratar la carne, al presentarse nubosidad el equipo no trabajará de forma adecuada, considerando el tiempo de nubosidad como tiempo improductivo.

La inversión para la construcción del módulo experimental es de S/ 19,107.98.

El tiempo de operación mínimo de la maquina será de 10 años, tiempo en el cual se producirá determinada cantidad de charqui.

El tiempo para deshidratar 5 Kg. de carne de alpaca y producir 1.22 Kg de charqui de alpaca es de 13.2 hr según el cálculo realizado.

Como la máquina es solar debemos aprovechar al máximo el tiempo de horas sol que se presenta a lo largo del día, para cuantificar la cantidad de horas sol efectivas durante el año, para nuestro caso el periodo de evaluación será anual, por tanto determinaremos la cantidad de horas efectivas promedio por año, se tiene datos desde el año 1998 hasta el 2015, en este periodo la cantidad de horas de sol efectiva promedio es de 2156.17 horas por año, entonces la cantidad de charqui de alpaca producida será:

$$\text{Cantidad de charqui por año} = \frac{2156.17}{13.2} * 1.22 [Kg] = 199.28 [Kg]$$

Se averiguó en mercados locales el costo por kilogramo de charqui de alpaca ascendiendo a S/. 48.00, entonces, el monto por producción de charqui de alpaca con el módulo experimental es de;

$$\text{Costo de producción por año} = 199.28 * 48.00 = S/. 9565.40$$

El costo por consumo de energía por el uso del ventilador de una potencia de 0.25 KW, considerando que el ventilador funcionará el mismo tiempo de las horas de sol de 2,156.17 horas por año y considerando la tarifa local por consumo de energía solar de 0.4545 Soles/KW.hr (dato referencial).

$$\text{Costo por consumo de energía por año} = 0.25 * 2,156.17 * 0.4545 = S/. 245.00$$

El costo por materia prima como, carne fresca, agua y sal se calculará por 1 kilogramo de carne fresca, la cantidad de sal utilizada por kilogramo de carne fresca es de 40 a 50 gramos, Ampuero, E. y Alarcón, B. (1989), y la cantidad de agua utilizada por kilogramo de carne fresca para realizar la limpieza fue de 4 litros, dato obtenido en la etapa experimental, por tanto, la cantidad de agua y sal utilizada por kilogramo de carne fresca se indica en la tabla

Tabla 35

Cantidad de agua y sal utilizados por Kg. de carne fresca.

N	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Agua	Litro	4
2	Sal	Kg	0.05

Fuente: Creación propia

Si se tiene una producción de 199.28 [Kg] de charqui al año, considerando que la humedad de la carne es del 75.62%, se tendría 817.4 [Kg] de carne fresca por año, por tanto, para esta cantidad de carne se tiene un consumo de sal y agua de:

Tabla 36

Cantidad de agua y sal utilizados en el periodo de un año.

N	Descripción	Unidad	Cantidad
1	Agua	Litro	3269.6
2	Sal	Kg	40.87

Fuente: Creación propia

Tabla 37*Costo total por tratamiento de carne fresca durante un año.*

N	Descripción	Unidad	C./ Unidad	Cantidad requerida	C. parcial
1	Carne Fresca	Kg	S/ 8.00	817.4	S/ 6,539.20
2	Agua	metro cubico	S/ 4.01	3.2696	S/ 13.23
3	Sal	Kg	S/ 2.00	40.87	S/ 81.74
Costo total					S/ 6,634.17

Fuente: Creación propia

El costo por adquisición de materia prima asciende a S/ 6,634.17 por año, según se indica en la tabla. El flujo de caja para el análisis del VAN y el TIR, se determina restando del monto de producción los gastos por consumo de energía eléctrica y el costo por adquisición de materia prima, como se muestra:

Flujo de caja = costo de producción por año – costo por consumo de energía por año

– *Costo por adquisición de materia prima*

Flujo de caja = S/.2686.30

Tabla 38

Horas de sol 1998-2015

Departamento	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Ancash	1 782.0	1 347.6	1 915.3	1 917.7	1 930.3	...	2 137.4	2 321.0	2 144.3	2 003.1	1 863.7	1 698.0	1 756.9	1 667.5	1 725.7	1 999.0
Apurímac	2 278.8	1 838.3	1 920.4	742.8	1 469.9	1 840.8	...	1 926.9
Arequipa	3 363.8	3 261.8	3 009.1	3 271.0	3 323.9	...	3 503.0	3 436.4	3 334.8	3 388.0	3 333.7	3 360.4	3 462.4	3 256.7	3 133.1	3 132.8	3 126.9	...
Cajamarca	2 112.9	2 098.0	2 207.4	2 112.2	2 113.6	...	2 029.8	2 289.8	2 134.8	2 137.4	2 094.6	2 118.1	2 165.3	1 941.6	2 231.4	2 100.4	1 955.3	2 036.9
Cusco	2 509.6	2 300.2	2 246.0	2 182.4	2 037.0	2 469.3	2 303.7	2 199.6	...	2 084.6	2 119.4	1 812.9	2 086.9	1 954.6	1 902.1	2 134.3
Huancavelica	1 096.4	1 738.7	1 588.6	1 597.6
Huánuco	2 319.3	2 156.7	2 245.4	2 206.5	2 073.3	...	2 128.7	2 355.3	...	2 122.3	2 077.5	2 294.9	2 171.5	1 941.3	2 087.9	2 012.3
Ica	2 753.8	2 776.0	2 739.6	2 707.4	2 783.4	...	2 814.7	2 747.4	2 634.7	2 544.9	2 541.9	2 645.9	2 640.4	2 712.1	2 488.7	2 739.2	2 531.7	2 475.7
Junín	2 753.7	2 536.2	2 608.1	2 593.1	2 507.5	...	2 613.9	2 830.2	2 658.2	2 675.6	...	2 513.2	2 586.4	2 511.7	2 564.1	2 563.1	2 569.5	2 602.2
La Libertad	1 772.9	1 614.2	1 662.8	1 770.8	1 848.5	2 061.3	1 887.8	1 468.4	1 779.4
Lambayeque	2 326.9	2 233.1	2 077.2	2 024.7	2 398.4	...	2 465.9	1 735.9	1 915.6	1 971.7	1 981.4	1 825.4	1 498.9	...
Lima	1 428.9	1 386.9	1 301.9	1 480.0	1 534.2	1 375.3	1 385.3	1 355.5	1 374.1	1 294.6	1 281.9	1 222.4	1 047.2	1 080.9	869.5	...
Loreto	1 785.5	1 621.9	1 804.7	1 599.0	1 674.2	...	1 525.7	1 535.0	1 666.9	1 739.1	1 506.1	1 678.8	1 751.9	998.5	1 171.9
Madre de Dios	1 591.3	1 888.2	1 534.6	1 748.4	...
Moquegua	3 322.2	3 292.0	3 204.9	3 338.1	3 384.8	...	3 525.9	3 549.3	3 437.3	3 507.2	3 547.2	3 559.5	3 665.7	3 451.1	3 347.3	3 600.2	3 669.7	3 319.9
Pasco	1 609.6	1 874.7	1 675.1	1 609.9	1 748.8	1 555.7	1 617.2	1 522.9	1 374.2	1 326.1	1 408.0	...
Piura	2 240.9	2 386.7	2 344.1	2 384.9	2 493.1	...	2 775.2	2 656.5	2 543.9	2 599.6	2 172.1	...	2 414.2	2 646.5	2 403.0	2 728.3	2 331.2	...
San Martín	1 461.4
Tacna	2 343.4	2 792.6	2 617.8	2 632.6	2 508.6	...	2 768.0	2 731.8	2 712.3	2 727.5	2 824.0	2 680.5	2 672.8	2 572.6	2 540.9	2 668.3	2 292.0	2 172.8
Ucayali	2 012.1	...	1 781.6	2 065.3	1 994.7	1 956.6	1 869.0	1 773.9	2 000.6	1 691.3	1 809.7	1 785.4	1 473.1	...

Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI).

6.4.4 Determinación del TREA (Tasa de Rendimiento Efectivo Anual)

Para saber que tan rentable es nuestro proyecto se comparara con la rentabilidad que paga el sistema bancario. El monto de inversion para la construccion del modulo experimental es de S/ 19,107.98 simularemos depositar este monto (Capital) en una cuenta de ahorro a plazo fijo en una entidad bancaria la cual ofrece una determinada Tasa de Rendimiento Efectivo Anual (costo de oportunidad de capital). Los valores del TREA para las distintas entidades bancarias se muestran en la tabla.

Tabla 39

Tasa de Rendimiento Efectivo Anual.

DESCRIPCIÓN	ITEM	ENTIDAD	(TREA) (%)
BANCA MULTIPLE	1	BANBIF	3
	2	BANCO AZTECA	3.9
	3	BANCO DE COMERCIO	4.25
	4	BANCO DE CREDITO	1.5
	5	BANCO FALABELLA	4
	6	BANCO GNB	3.7
	7	BANCO PICHINCHA	4
	8	BANCO RIPLEY	4.25
	9	BBVA	1.35
	10	INTERBANK	1.25
	11	MIBANCO	2.6
	12	SCOTIABANK PERU	2
EMPRESAS FINANCIERAS	13	AMERIKA FINANCIERA	-
	14	COMPARTAMOS FINANCIE	5.2
	15	CREDISCOTIA	5
	16	FINANC. CREDINKA	5.3
	17	FINANC. PROEMPRESA	5.3
	18	FINANCIERA CONFIANZA	4
	19	FINANCIERA EFECTIVA	2.5
	20	FINANCIERA OH S A	5.5
CAJAS MUNICIPALES	21	FINANCIERA QAPAQ	4
	22	CMAC AREQUIPA	4.4
	23	CMAC CUSCO S A	5.15
	24	CMAC DEL SANTA	3.75
	25	CMAC HUANCAYO	4
	26	CMAC ICA	4.1
	27	CMAC PIURA	3.5
	28	CMAC SULLANA	4

	29	CMAC TACNA	4.2
	30	CMAC TRUJILLO	4.8
	31	CMCP LIMA	4.9
CAJAS RURALES	32	CRAC CAT PERU	3.7
	33	CRAC LOS ANDES	5.6
	34	CRAC PRYMERA	4.2
	35	CREDIRAIZ S.A. A	5.1

Fuente: http://www.sbs.gob.pe/download/TipoTasa/files/00090_2_15.htm,

El valor más alto de TREA se presenta en el ítem 33 en la Caja Rural CRAC LOS ANDES, con un valor de 5.6%, este valor del TREA, para el análisis será igual al valor del interés máximo exigido a la inversión del proyecto.

Utilizando las formulas N 6.1 y 6.2, considerando la inversión del proyecto de S/ 19,107.98, un flujo de caja de S/. 2686.30, un periodo de 10 años, y un costo de oportunidad de capital de $k=5.6\%$, se tiene:

Tabla 40

VAN/TIR

k	INVERSIÓN	FLUJOS DE CAJA										VAN	TIR
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
5.6%	-19107.98	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	2686.3	1043.57	6.73%

Fuente: Creación propia

Se obtiene un VAN para el proyecto de S/. 1 043.57.

Si realizamos el grafico (figura 101) del VAN en función de la tasa de descuento o tasa de interés o de costo de oportunidad de capital, se puede identificar que el valor en el cual el VAN es igual a cero para el TIR igual a 6.73%

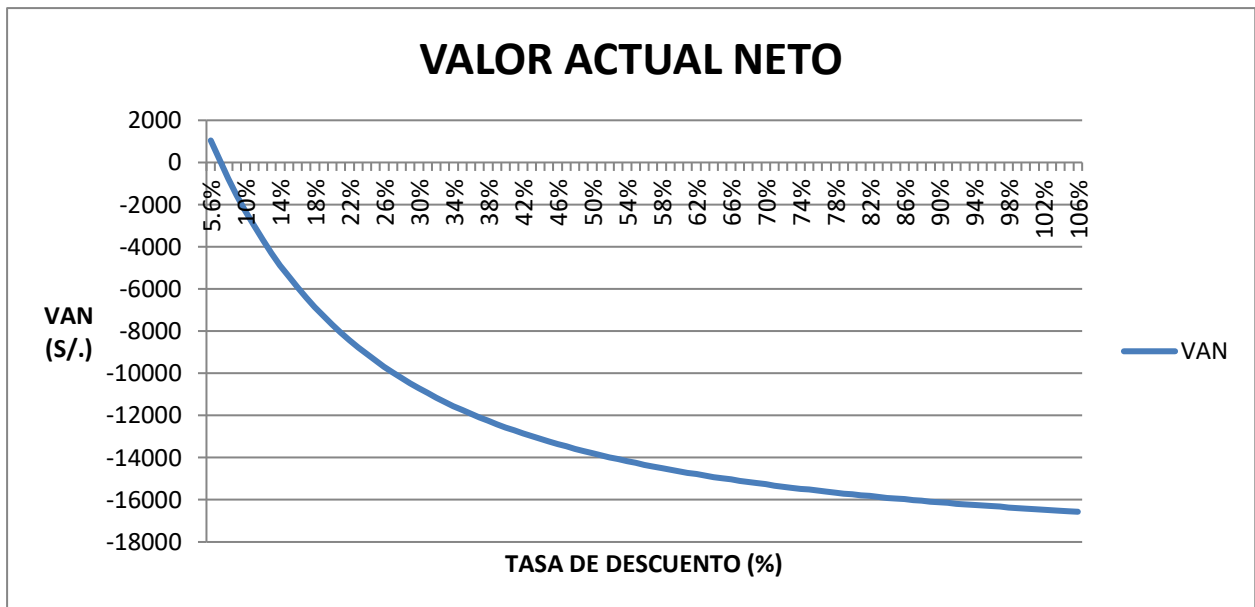


Figura 101. Variación del VAN

Fuente: Creación propia

Interpretación:

- Para la tasa de interes seleccionada de $k=5.6\%$, se tiene un $VAN=1043.57$ que es mayor a cero, entonces, el valor actualizado de ingresos y egresos futuros del proyecto de inversión, con la tasa de interes seleccionada si generará beneficios.
- Se calculó un valor del $TIR=6.73\%$ que es mayor a la tasa de interes de $k=5.6\%$, entonces el proyecto generará mayores beneficios económicos, a los que se tendría colocando el monto de inversion de construcción del modulo de S/. 19107.98 en una entidad bancaria a la tasa de interes maxima ofrecida en el mercado de 5.6% .

CONCLUSIONES

- El diseño mecánico y termodinámico planteado para el sistema de deshidratación de la carne de alpaca se realizó teniendo en cuenta todos los parámetros térmicos, se realizaron los cálculos y análisis de cada estructura, el sistema de secado consta de la cámara de calentamiento, la cámara de deshidratación y el ventilador. El uso del concentrador solar Scheffler fue la mejor elección que se adapta al sistema por su eficiencia y adaptabilidad.
- La construcción del sistema de secado solar se realizó de acuerdo al diseño planteado, realizando pruebas de flujo de aire en la cámara de calentamiento, tomando en consideración los detalles técnicos como los esfuerzos en los soportes, la cámara de deshidratación tiene capacidad para deshidratar 5.8 kg de carne de alpaca.
- Para realizar la producción de charqui de la carne de alpaca en el módulo construido, se siguió los pasos de preparación de la carne de alpaca, se midió la temperatura que nos proporcionó el concentrador solar Scheffler sobre la cámara de calentamiento que fue de 100°C, la velocidad del aire en la cámara de deshidratación es de 1 m/s, la temperatura del aire requerida para la deshidratación de carne es de 60°C, por el proceso de pesaje de la carne se observó que ésta redujo su porcentaje de humedad hasta en un 75%, es decir el peso de 1Kg de carne se redujo a 0.28 Kg en un tiempo de 9 horas, lo que demuestra que el módulo de secado si cumple su propósito.
- Al determinar la evaluación económica y financiera de la implementación del sistema de secado solar empleando el concentrador Scheffler se encontró que es rentable, teniendo en cuenta el estudio de mercado que demuestra una demanda insatisfecha en el distrito de Santo Tomás, Chumbivilcas, zona con altitud elevada y con producción de carne de alpaca; asimismo, el proyecto presenta un VAN de S/ 1 043.57, mayor a cero, lo que implica que si se generará beneficios. Asimismo, se obtiene una TIR de 6.73% que es mayor a la tasa de interés máxima que ofrece una entidad bancaria de 5.6%, lo que significa que los

beneficios serán mayores de invertir el monto S/. 19107.98 en la construcción del módulo, respecto a la opción de depositarlos en un banco. El monto total de inversión se recuperaría en 7 años con 2 meses, según la tabla 40.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda que el sistema de deshidratación tenga un sistema auxiliar para que el proceso de producción no sea interrumpido cuando no se tenga radiación solar, en caso este sistema ingrese a un mercado de productores mayoristas; asimismo, las autoridades locales deben propiciar el uso de estas tecnologías en la producción de charqui de alpaca en los territorios que les compete, de manera que se contribuya al incremento de la producción de este bien y la consecuente generación de ingresos de sus pobladores.
- La comunidad académica debe estudiar la implementación de estrategias tecnológicas para tornar más eficiente el incremento de la temperatura del aire en la cámara de calentamiento del aire, es decir, que la temperatura alcance el parámetro establecido en menos tiempo, de manera que se reduzca el tiempo de obtención del producto final.
- Las autoridades competentes en conjunto con la comunidad académica deben identificar zonas en las que la humedad del aire sea adecuadas y óptimas para un proceso de deshidratación más eficiente de la carne de alpaca, lo cual implicaría un menor tiempo de secado y mayor porcentaje de deshidratación, permitiendo además la posibilidad de uso del sistema de secado solar para otro tipo de productos.
- Se recomienda establecer una mayor longitud del intercambiador de calor para incrementar el tiempo de circulación del aire dentro de este, es decir, la velocidad del aire, para poder aplicarla en otros procesos productivos y aumentar el porcentaje de deshidratación y tiempo de secado de la carne.

- Es necesario realizar estudios acerca del nivel de radiación solar en las distintas localidades de la región Cusco, para poder determinar aquellas zonas con condiciones más óptimas para la implementación del sistema de secado solar.
- Se requiere la realización de más investigaciones que permitan establecer técnicas, materiales y procesos que conlleven a un menor tiempo de deshidratación de la carne de alpaca, para poder crear un sistema de secado solar con mayor competitividad en el mercado.
- Se debe optimizar el proceso de construcción del sistema de secado solar para poder reducir costos, de manera que, el producto se torne más competitivo en el mercado y se incremente las ganancias, asimismo, las autoridades locales deberían realizar estudios de viabilidad económica y técnica de emplear este sistema en la producción de charqui de alpaca en sus distritos.

BIBLIOGRAFÍA

- Almonacid, E., & Ramírez, F. (2016). Sistema de control de temperatura y de humedad para el secado de carne en la Ciudad de Huancavelica. (*Tesis pregrado*). Universidad Nacional de Huancavelica, Huancavelica, Perú. Obtenido de <https://repositorio.unh.edu.pe/bitstream/handle/UNH/1074/TP%20-%20ELECT.%200067.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Carrasco, S. (2019). *Metodología de la Investigación Científica: Pautas metodológicas para diseñar y elaborar el proyecto de investigación*. Lima: Editorial San Marcos E.I.R.L.
- Carrillo, J. (2003). Integración de Un Sistema Virtual Full Duplex para el Desarrollo de Prácticas de Ingeniería de Alimentos a través de Internet 2. (*Tesis pregrado*). Universidad de las Américas Puebla, Cholula, Puebla, México. Obtenido de http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/meie/carrillo_a_j/
- González, J. (2018). Diseño de un concentrador solar compacto de foco fijo de alta eficiencia para aplicaciones de alta temperatura. (*Tesis posgrado*). Centro de Investigación en Materiales Avanzados, S.C., Chihuahua, México. Obtenido de <https://cimav.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1004/2242/1/Dise%C3%B1o%20de%20un%20concentrador%20solar%20compacto%20de%20foco%20fijo%20de%20alta%20eficiencia%20para%20aplicaciones%20de%20alta%20temperatura.pdf>
- Grupo de Apoyo al Sector Rural (Grupo PUCP). (2016). Innovaciones en Energía Solar Térmica Concentrado para la Agroindustria. *Pontificia Universidad Católica del Perú*, 56. Obtenido de <http://encuentro.pucp.edu.pe/investigacion/wp-content/uploads/sites/19/2019/02/Abstracts-III-Encuentro-de-Investigaci%C3%B3n.pdf>

- MIDAGRI. (2015). *Población y producción nacional*. Obtenido de midagri.gob.pe:
<https://www.midagri.gob.pe/portal/40-sector-agrario/situacion-de-las-actividades-de-crianza-y-produccion/298-camelidos-sudamericanos?start=4>
- Ramos, M. (2019). Búsqueda de emplazamientos óptimos para albergar instalaciones de energías renovables en la Región Puno. (*Tesis posgrado*). Universidad Nacional del Altiplano, Puno, Perú. Obtenido de
http://repositorio.unap.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/12084/Marco_Antonio_Ramos_Gonzales.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Roa, G., & Ortega, D. (2011). Diseño y Construcción de un Secador Solar por Convección de Aire Caliente automatizado de Pequeña Escala para el Secado de café. (*Tesis pregrado*). Universidad Nacional de Loja, Ecuador. Obtenido de
<https://dspace.unl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/12368/1/Ortega%20Torres%20Diego%20Bladimir%20Roa%20Mar%C3%ADn%20Germ%C3%A1n%20Leonardo.pdf>
- Romero, C., & Martín, I. (2013). Simulación de un sistema de secado de carne sistido con energía solar. *Centro de Investigación en Materiales Avanzados, S.C.* , 1-3.
- Villafuerte, Y. (2016). Determinación de las características organolépticas del charqui, chanola, cecina en los distritos de Santa Ana, Ocongate, Sicuani y Langui de la Región Cusco. (*Tesis pregrado*). Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco, Cusco, Perú.

ANEXOS

Anexo 01. Tabla de las propiedades del aire a presión de 1atm.

Tabla

Propiedades del aire a 1 atm de presión

Temp	Densidad	Calor específico	Conductividad térmica	Difusividad térmica	Viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática,	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-5}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1963×10^{-5}	1798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	2.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974

Nota: Se obtuvo del libro Cengel (2007)

Anexo 02. PROTOCOLO DE PRUEBAS

DESHIDRATACIÓN DE CARNE DE ALPACA

Objetivo

Diseñar y construir un prototipo de secado con energía alternativa (energía solar), para la producción de charqui en zonas alto andinas de la región Cusco.

Determinar el tiempo de secado necesario para la producción de charqui.

Introducción

Con el propósito de obtener el charqui se desarrolla la investigación ya que en las zonas altoandinas este proceso de producción se realiza en condiciones no optimas e higiénicas, por esto se plantea realizar este proceso con el diseño y construcción de un equipo para el fin necesario, utilizando el concentrador Scheffler como el equipo que nos brindará la energía solar como alternativa para el funcionamiento del sistema deshidratador de carne de alpaca.

Se tiene como antecedente varios trabajos de investigación a nivel internacional, nacional y local los que nos brindan datos necesarios a cumplir para corroborar los datos a obtener para el buen desempeño del equipo.

Marco Teórico

Carne de alpaca

La carne de alpaca ha sido considerada como un producto en segundo término dentro de sus potenciales productivas, con un valor comercial muy pequeño y un mercado restringido por los siguientes factores: Prejuicio social, altos decomisos por presencia de *sarcosystiosis*. Canales de comercialización inadecuados, precios depresivos. (Zuñiga & Crespo , 2021)

Método para el seguimiento solar del disco Scheffler

Este se basa en el tiempo, no depende de la hora en la que amanece o atardece, el planeta tierra gira 360° sobre su eje, por lo tanto, $360^\circ/24h = 15^\circ$, lo que corresponde a un uso horario, visto desde la tierra el sol se mueve 15° cada hora. Se debe considerar mover el reflector 15° cada hora en 180° (que corresponden al día, porque que los otros 180° se encuentran de noche), haciendo las pruebas el recorrido se realiza en un ángulo menor o igual a 160° , que corresponde a las horas de luz disponible por el relieve geográfico del área. (Escalante, 2015)

Temperatura del aire en salida de la cámara de calentamiento

Para una producción óptima del secado de la carne se requiere llegar a la temperatura de 60°C en la salida de la cámara de calentamiento, según Almonacid y Ramírez (2016), mencionado en los antecedentes.

Radiación solar

La radiación solar son radiaciones electromagnéticas emitidas por el sol. El sol emite energía siguiendo la ley de Planck, a una temperatura de unos 6000 K . Se distribuye desde el infrarrojo hasta el ultravioleta. La radiación solar que llega a la tierra es la irradiación o insolación, su unidad es el W/m^2 (watts por metro cuadrado). (Roa y Ortega, 2011). El Sol emite energía en forma de radiación de onda corta, principalmente en la banda del ultravioleta, visible y cercano al infrarrojo, con longitudes de onda entre $0,2$ y $3,0$ micrómetros (200 a 3.000 nanómetros).

Humedad Relativa

La humedad relativa indica el valor de humedad presente en una muestra de aire que se compara con la cantidad que existiría si el aire estuviera saturado de forma completa y a la misma temperatura. Se calcula como el cociente entre la fracción molar del vapor de agua que está en el aire y la fracción molar del vapor de agua, a la misma temperatura y presión, o como la relación entre la presión parcial del vapor y su presión de saturación a la misma temperatura.

La definición técnica de ASHRAE establece que la humedad relativa se expresa en porcentaje (wordpress, 2018).

Velocidad del aire

La velocidad del aire es una medida usada en diferentes campos, como la climatización, ventilación, medición de la calidad del aire, entre otros. Se expresa en m/s (metro/segundo) y se mide con diversos tipos de anemómetros. La velocidad del aire influye en la sensación térmica, ya que el movimiento del aire permite un intercambio de calor más efectivo con el ambiente y un mejor rendimiento de la evaporación del sudor, lo que modifica las condiciones térmicas del cuerpo. (Gálvez Huerta; et al. 2013)

Método de medida

La incidencia de energía solar sobre la entrada de la cámara de calentamiento hace que se produzca una temperatura de 100°C que calienta por transferencia de calor el aire que está dentro del intercambiador de calor, se enciende el ventilador el que hace que se produzca movimiento de aire dentro de la cámara de calentamiento y luego se mide la temperatura en la cámara de deshidratación.

Materiales

- 05 kg de carne de alpaca
- 01 kg de sal yodada
- 01 bandeja
- 01 balanza de mano
- 01 anemómetro digital
- 01 medidor de humedad y temperatura digital
- 01 concentrador solar Scheffler
- 01 sistema de calentamiento y deshidratación

Procedimiento

- Preparación de la carne de alpaca: En esta fase, se llevaron a cabo los procedimientos específicos para preparar la carne de alpaca antes de someterla al proceso de deshidratación. Como la selección y corte de la carne, la preparación de la salmuera por 12 horas. Pesar la carne al introducir.
- Una vez preparada la carne de alpaca se debe introducir en la cámara de deshidratación alimentado con energía solar mediante el concentrador solar Scheffler, procediendo con higiene y cuidado, medir la temperatura a la que se encuentra la cámara de deshidratación, medir la velocidad del aire, anotar el tiempo al momento de cerrar la cámara de deshidratación. Asegurarse que en todo momento este incidiendo la radiación solar necesaria para cumplir con el objetivo.
- Cumplido el tiempo planteado se realiza la comparación entre el peso inicial de la carne de alpaca y el peso después del proceso de deshidratación. Esto se hace para determinar si la carne se deshidrató adecuadamente según lo esperado.
- Se registrará el tiempo transcurrido desde el colocado de la carne en la cámara de deshidratación y al sacar la carne de la cámara, para que la carne de alpaca alcance el nivel de deshidratación deseado en ese momento. Esto es importante para evaluar la eficiencia del sistema de deshidratación.

Datos de la Experimentación.

Fecha : 22, 23 y 24 de julio 2019

Nombre : Deshidratación de 0.7 Kg de carne de alpaca con energía solar

La temperatura en el interior de la cámara de deshidratación se mantiene alrededor de 55.6 °C (figura 103), tomada con la puerta abierta, cuando la cámara de deshidratación esta cerrada la

temperatura permanece sobre los 60 °C como se muestra en la figura, valor estimado en el diseño,



Figura: Temperatura a la que se encuentra la cámara de deshidratación

Tabla

Datos del proceso de deshidratación de 0.7 Kg de carne de alpaca.

Item	Peso	Hora	Fecha
1	0.7	10:30	23-Jun
2	0.65	11:30	23-Jun
3	0.6	13:34	23-Jun
4	0.55	14:35	23-Jun
5	0.25	16:40	23-Jun
6	0.23	11:30	24-Jun
7	0.21	12:30	24-Jun
8	0.19	13:30	24-Jun

Fuente: Creación propia

Según la tabla obtenida, a la cámara de deshidratación ingresó **0.7 Kg.** de producto fresco (carne de alpaca), redujo su peso transcurrido el tiempo de secado, experimentalmente se logró reducir el peso a 0.19 Kg.

Resultados

Se comprueba que al diseñar y construir el prototipo de secado con energía alternativa se puede realizar el secado de carne o la producción del charqui en las zonas altoandinas.

Se comprobó la pérdida de humedad corroborado con la pérdida de peso de la carne de alpaca al sacarla de la cámara de deshidratación una vez transcurrido el tiempo planteado, obteniéndose que la humedad se redujo y fue eliminado el 75.62% de humedad.

Según la tabla obtenida, a la cámara de deshidratación ingresó **0.7 Kg.** de producto fresco (carne de alpaca), redujo su peso transcurrido el tiempo de secado, experimentalmente se logró reducir el peso a 0.19 Kg, obteniéndose así el producto charqui en el tiempo planteado y comprobándose que se puede obtener dicho producto con el prototipo planteado utilizando energía solar a través del concentrador Scheffler.

Finalmente, se recopilaron y registraron los resultados del experimento, incluyendo el peso final de la carne, el nivel de humedad alcanzado y el tiempo de secado según lo planteado, el tiempo de secado es menor al tiempo requerido con los métodos tradicionales.

Estos resultados fueron fundamentales para evaluar la efectividad del proceso y determinar su viabilidad como método de producción de charqui

Condiciones de seguridad

Se deben incluir las precauciones de seguridad necesarias para llevar a cabo la prueba de manera segura.

Se presentan algunas recomendaciones generales para el secado de carne:

- Mantener la temperatura del deshidratador constante de 55.6°C A 60°C, para acelerar el proceso de secado y eliminar el agua que permite que los microorganismos crezcan.

- Lavarse las manos con agua y jabón antes y después de trabajar con los productos cárnicos, utilizar equipo y utensilios limpios, y mantener la carne refrigerada.
- Congelar parcialmente la carne para que sea más fácil de cortar y rebanar la carne para que no quede más gruesa de $\frac{1}{4}$ de pulgada.
- Cortar y desechar toda la grasa de la carne porque se vuelve rancia rápidamente.

Anexo 03. Estudio de mercado

Características del producto

Productos sustitutos

- En el mercado existen deshidratadores de alimentos que tienen temperaturas de funcionamiento de 50°C, 60°C y como máxima temperatura de operación 70°C , operando estos con energía solar, el diseño propuesto debe de ser competitivo con los equipos que ofrecen estas temperaturas de trabajo, y considerando el costo de adquisición de los equipos existentes en el mercado.
- En trabajos de investigación similares recomiendan que la temperatura de deshidratación este entre 50°C y 70°C, pero al tratarse de equipos solares, el tener una mayor temperatura de deshidratación conlleva un mayor costo de adquisición del equipo.

CARRACTERISTICAS

Marca	Kiltik
Modelo	KLTK 1.3
Temp. Max.	50°C
Peso de producto fresco	2 Kg
Altura	25.5 cm
Largo	50 cm
Ancho	45.5 cm
Cant. Niveles	2
Costo	\$2,850.00



Figura 15: Deshidratador solar de 2 Kg.

Fuente: <https://articulo.mercadolibre.com>

CARRACTERISTICAS

Marca	Riberde energias
Modelo	DSRV5K
Temp. Max.	60 °C
Peso de producto fresco	5 Kg
Altura	40 cm
Largo	56 cm
Ancho	59 cm
Cant. Niveles	4
Costo	\$5,000.00



Figura 16: Deshidratador solar de 5 Kg.

Fuente: <https://articulo.mercadolibre.com>

CARRACTERISTICAS	
Marca	23 Grados
Modelo	DS23G1KG
Temp. Max.	70°C
Peso de producto fresco	5 Kg
Altura	40 cm
Largo	100 cm
Ancho	40 cm
Cant. Niveles	4
Costo	\$6,800.00

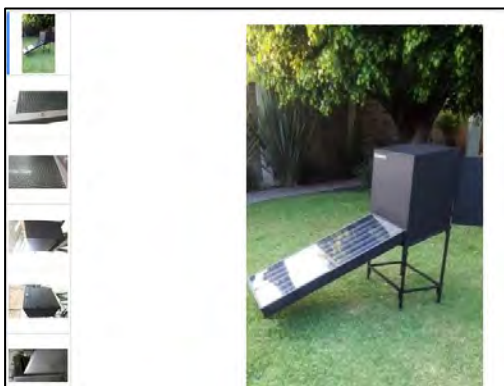


Figura 17: Deshidratador solar de 5 Kg. Fuente:

<https://articulo.mercadolibre.com>

Es necesario mencionar que el costo de los artículos de las figuras 111, 112 y 113. no implica el costo total del diseño, por que, este costo se recupera con la cantidad de equipos vendidos, haciendo el costo de adquisición o compra del equipo mas barato, si seguimos con la

misma logica para considerar un precio de venta del modulo experimental, podriamos reducir el costo por diseño y recuperar este gasto, al momento de vender un numero considerado de equipos similares al modulo experimental.

Entonces, si consideramos recuperar el costo por diseño del modulo experimental en la venta de 4 equipos, el costo de diseño se dividiria entre los 4 equipos, por tanto el costo por diseño por equipo seria de S/. 4,000, si a este costo le sumamos los otros costos, se tendria un costo del modulo experimental de S/. 7107.98, comparado con el costo del equipo mas barato de la figura N 6.2, que en soles tiene un costo de S/. 9462.00 (cambio del dólar S/.3.32 en la fecha de 17/01/2020), el costo del modulo es menor pero opera a una temperatura de 60°C, y el equipo de la figura 101 opera a una temperatura de 50°C, los equipos de las figuras 102 y 103, superan por mucho el costo del modulo considerando que se pueda vender a S/. 7107.98, este costo es competitivo en el mercado, siendo inferior al costo de los equipos ofrecidos en el mercado que operan bajo condiciones similares que el modulo experimental.

Análisis de la demanda

Las zonas alto andinas en Cusco están conformadas por las provincias cuya altitud es de 3600 m.s.n.m. a más. Considerando ello, nuestro público consumidor estaría delimitado por las viviendas existentes en las provincias de Canas, Canchis, Chumbivilcas y Espinar de la región del Cusco.

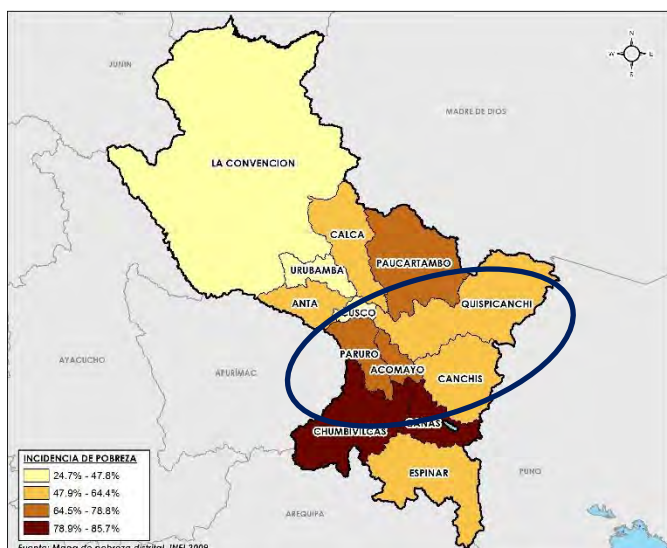


Figura. Mapa de Provincias del Cusco

Tabla

Viviendas por Provincia de Zonas Altoandinas Cusco

Provincia	Capital	Distritos	Altitud (m.s.n.m)	Total de viviendas
Canas	Yanaoca	8	3910	10519
Canchis	Sicuani	8	3546	27222
Chumbivilcas	Santo Tomás	8	3678	20650
Espinar	Yauri	8	3924	17609

Fuente: INEI Censo 2017

Elaboración propia

Mercado Meta

Nuestro mercado meta está conformado por las familias dedicadas a la crianza de alpacas de la provincia de Chumbivilcas, debido a que esta es la provincia con mayor cantidad de población dedicada a dicha actividad. En específico nos centraremos en la capital de esta, Santo Tomás.

Proyección del mercado meta

Tabla

Proyección Mercado Meta

Provincia	Distrito	Total de Viviendas Dedicadas a la Crianza de Alpacas				
		2021	2022	2023	2024	2025
Chumbivilcas	Santo Tomás	4506	4637	4771	4909	5052

Fuente: INEI Censo 2017 y IV CENAGRO 2012

Elaboración propia

Proyección de la demanda

La comercialización se realizará directamente a la municipalidad de esta provincia (Chumbivilcas) para que puedan distribuir el producto a las familias beneficiarias de las respectivas zonas elegidas.

Se establece una cuota del 5% anual de la población consumidora que será abarcada con financiamiento de los municipios de cada provincia. En 5 años, según la proyección, se estaría abasteciendo del producto al 25% de las familias criadoras de alpaca de estas zonas altoandinas.

Tabla

Proyección de la Demanda Efectiva

Provincia	Distrito	Total de Familias Dedicadas a la Crianza de Alpacas				
		2021	2022	2023	2024	2025
		5%	5%	5%	5%	5%
Chumbivilcas	Santo Tomás	4506	4637	4771	4909	5052
Beneficiarios		225	232	239	245	253

Fuente: INEI Censo 2017 y IV CENAGRO 2012

Elaboración propia

Anexo 04. Fichas Técnicas

PLANCHAS GALVANIZADAS

Propiedades Mecánicas:

NORMA TÉCNICA		PROPIEDADES MECÁNICAS		
De la plancha	Del Acero	F (Mpa)	T (Mpa)	A (%Min)
ASTM A653/653M	JIS G 3302 SGCC	-	270 min	32 %min

Composición Química:

NORMA TÉCNICA		COMPOSICION QUIMICA (Max)			
De la plancha	Del Acero	C %	Mn %	P %	S %
ASTM A653/653M	JIS G 3302 SPCC SD	0.12%	0.50%	0.04%	0.05%

Dimensiones y Pesos

DIMENSION, PESOS NOMINALES Y TOLERANCIA					
Espesor		A	L	Peso Nominal	Tolerancia
Pulg.	mm	mm	mm	(Kg/Plancha)	+/- mm
1/57"	0.45	1200	2400	10.69	0.10
1/54"	0.50	1200	2400	11.82	0.10
1/40"	0.60	1200	2400	14.08	0.10
1/34"	0.75	1200	2400	17.47	0.10
1./32"	0.80	1200	2400	18.60	0.10
1/30"	0.85	1200	2400	19.74	0.10
1.27"	0.90	1200	2400	20.86	0.10
-	0.95	1200	2400	22.00	0.10
1/22"	1.15	1200	2400	26.52	0.13
1/20"	1.20	1200	2400	27.65	0.13
-	1.45	1200	2400	33.30	0.13
1/16"	1.50	1200	2400	34.43	0.13
3/40"	1.90	1200	2400	43.47	0.15

FUENTE. chrome-

extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://acerosarequipa.com//sites/default/files/fichas/2020-10/19.%20HOJA%20TECNICA_PLANCHAS%20Y%20BOBINAS-ZINCADAS.pdf?fv=Na41vzx6

ANGULOS ESTRUCTURALES

DENOMINACIÓN:

ANG DUAL A36/A572-G50

DESCRIPCIÓN:

Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:

Para la fabricación de estructuras de acero en plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se pueden utilizar para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Composición Química y Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M, ASTM A572/A572M-21e1, NTP 350.400 y NTP 350.408.
- Tolerancias Dimensionales: ASTM A6/A6M-22 y NTP 241.105.

PRESENTACIÓN:

Se comercializa en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetes de 1 t.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m:

DIMENSIONES pulg.	PESO NOMINAL		
	lb/pie	kg/m	kg/6m
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	0.93	1.38	8.29
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1.23	1.83	10.98
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	1.80	2.68	16.07
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	2.34	3.48	20.89
2 x 2 x 1/8	1.65	2.46	14.73
2 x 2 x 3/16	2.44	3.63	21.79
2 x 2 x 1/4	3.19	4.75	28.48
2 x 2 x 3/8	4.70	6.99	41.97
2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	3.07	4.57	27.41
2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	4.10	6.10	36.61
2 1/2 x 2 1/2 x 3/8	5.90	8.78	52.68
3 x 3 x 1/4	4.90	7.29	43.75
3 x 3 x 5/16	6.10	9.08	54.47
3 x 3 x 3/8	7.20	10.72	64.29
3 x 3 x 1/2	9.40	13.99	83.93
4 x 4 x 1/4	6.60	9.82	58.93
4 x 4 x 5/16	8.20	12.20	73.22
4 x 4 x 3/8	9.80	14.58	87.50
4 x 4 x 1/2	12.80	19.05	114.29

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

NORMA	GRADO	%C máx	%Mn máx	%Si máx	%P máx	%S máx	%Nb Tipo 1	%V Tipo 2
ASTM A36/36M	50	0.23	1.35	0.4	0.04	0.05	0,005 - 0,050	0,01 - 0,15
ASTMA 572/A 572M								

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia = 345 Mpa (3,520 kg/cm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 450 - 550 Mpa (4,590 - 5,620 kg/cm²).
- Alargamiento en 200 mm:
 - 3/32", 1/8" y 3/16" = 15.0 % mínimo.
 - 1/4" = 17,5% mínimo.
 - 5/16", 3/8" y 1/2" = 20,0% mínimo.
- Soldabilidad = Buena

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA: SISTEMA INGLÉS:

NORMA TÉCNICA	DIMENS. TÉCNICA	LONG. DE ALA (L-mm)	DIFER. ENTRE ALAS (ΔL-mm) ⁽¹⁾	ESPESOR			DESV. MÁX. DE RECTITUD ⁽²⁾ (t-mm/m)	LONG. (l-mm)
				e ≤ 3/16"	3/16" < e ≤ 3/8"	e > 3/8"		
ASTM A6/A6M	1 1/2" y 2"	±1,19	1,78	±0,25	±0,25	±0,30	4,16	+50 -0
	2 1/2"	±1,58	1,90	±0,30	±0,38	±0,38		
	3"	+3,17	2,77	----- ⁽²⁾	----- ⁽²⁾	----- ⁽²⁾	2,08	
	4"	-2,38						

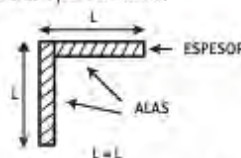
(1) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/-1,5".

(2) El peso métrico no deberá variar más de -2,5% / +3,0% del peso nominal.

(3) No incluye puntas dobladas.

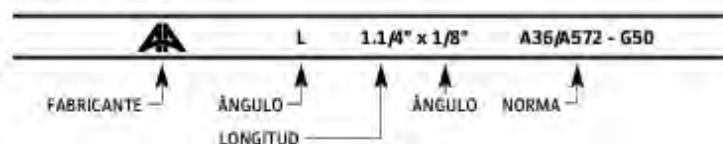
Corte en los extremos:

Se acepta el corte con cizalla en frío.



IDENTIFICACIÓN:

Los ángulos son identificados con marcas estampadas que indican el fabricante, las dimensiones nominales y las Normas, según el siguiente esquema:



FUENTE: chrome-

extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://acerosarequipa.com/sites/default/files/fichas/2023-08/ANG%20ESTRUCTURALES%20CALIDAD%20DUAL_PERU.pdf?fv=0wQcuFvt

AISLANTE TERMICO

TECNOPOR O POLIESTIRENO

DATOS TÉCNICOS

PROPIEDADES	NORMA UNE	UDS.	TIPOS EPS						
			TIPO I	TIPO II	TIPO III	TIPO IV	TIPO V	TIPO VI	TIPO VII
DENSIDAD Nominal	EN-1602	Kg/m ³	10	12	15	20	25	30	35
DENSIDAD Mínima		Kg/m ³	8	11	13,5	18	22,5	27	31,5
ESPESOR MINIMO		mm	50	40	30	20	20	20	20
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (10°C)	92201	mW/mK	46	43	39	36	35	34	33
Tensión por COMPRESIÓN con deformación del 10% (ε10)	EN-828	KPa	30	40	65	100	150	200	250
Resistencia permanente a la COMPRESIÓN con una deformación del 2%		KPa	-	-	15-25	25-40	35-50	45-60	55-70
Resistencia a la FLEXION (σB)	EN-12089	KPa	50	60	100	150	200	275	375
Resistencia al CIZALLAMIENTO	EN-12090	KPa	25	35	50	75	100	135	184
Resistencia a la TRACCION	EN-1607 EN-1608	KPa	-	<100	110-290	170-350	320-410	300-480	420-560
Módulo de Elasticidad		KPa	-	<1,5	1,6-6,2	3,4-7,0	5,9-7,2	7,7-9,5	9-10,8
Indeformabilidad al calor instantánea		°C	100	100	100	100	100	100	100
Indeformabilidad al calor duradera con 20.000 N/m ²		°C	75	75	75	80	80	80	80
Coefficiente de dilatación térmica lineal		1/K (x10 ⁻⁵)	5-7	5-7	5-7	5-7	5-7	5-7	5-7
Capacidad Térmica Específica		J/(kgK)	1210	1210	1210	1210	1210	1210	1210
Clase de reacción al fuego		-	M1 ó M4	M1 ó M4	M1 ó M4	M1 ó M4	M1 ó M4	M1 ó M4	M1 ó M4
Absorción de agua en condiciones de inmersión al cabo de 7 días	EN-12087	% (vol.)	0,5-1,5	0,5-1,5	0,5-1,5	0,5-1,5	0,5-1,5	0,5-1,5	0,5-1,5
Absorción de agua en condiciones de inmersión al cabo de 28 días	EN-12087	% (vol.)	1-3	1-3	1-3	1-3	1-3	1-3	1-3
Índice de resistencia a la difusión de vapor de agua	92228	1	>20	>20	20-40	30-50	40-70	50-100	60-120

FUENTE: [chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://dipropor.com/wp-content/uploads/2020/10/Ficha-Tecnica-Planchas.pdf](https://dipropor.com/wp-content/uploads/2020/10/Ficha-Tecnica-Planchas.pdf)

FIBRA DE VIDRIO

Propiedades Físicas	Valor	Unidad	Comentario
Gravedad específica	2	g / cm ³	ISO 1183

Propiedades Mecánicas (23°C)	Valor	Unidad	Comentario
Esfuerzo de tracción	145/483/483	MPa	45°/90°/0°
Modulo de tracción	10/23/23	Gpa	45°/90°/0°
Esfuerzo de flexión	310/758/758	MPa	45°/90°/0°
Modulo de flexión	14/24/24	Gpa	45°/90°/0°
Esfuerzo de compresión	200/680/680	MPa	45°/90°/0°
Módulo de corte	62	Gpa	ASTM D2344-76

Propiedades Eléctricas	Valor	Unidad	Comentario
Constante dieléctrica	4.8		1.57mm a 1e6 Hz
Factor de disipación	0.0060		A 1000Hz
Resistencia de arco	20	Seg	ASTM D495

Propiedades Térmicas	Valor	Unidad	Comentario
Máxima temperatura de servicio	200	°C	Aire continuo
Coefficiente de expansión lineal	13	µm/m°C	ASTM D696-42T
Calor específico	0.88	J/g°C	
Conductividad	0.34	W/m.K	A 7.2°C

Propiedades de Resistencia Química	Valor	Comentario
Solventes	Excelente	
Líquidos de limpieza	Excelente	

FUENTE: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcjpcglclefindmkaj/https://www.emacin.com.pe/pdf/Ficha-tecnica-Fibra-de-vidrio.pdf

FICHA TECNICA SCHEFFLER

Soporte principal

Fue construido de tubo cuadrado de 2"x 2"x 3/32" y platina de 4 y 6 milímetros de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Soporte secundario

Fue construido de tubo cuadrado de 2"x 2"x 3/32" y platina de 6 milímetros de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Soporte giratorio

Fue construido de tubo cuadrado de 2"x 2"x 3/32", varilla lisa de 3/8" de diámetro, perfil "C" de 1"x5/8"x1/16", platina de 6 mm y platina de 4 mm de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW. La base giratoria que permite cambiar el ángulo de inclinación y orientación del paraboloide, permitiendo que se ajuste la dirección de incidencia de la luz reflejada y concentrándola en el mismo punto, a medida que avanza las horas del día.

Reflector parabólico

Fue construido de varilla lisa de 3/8" de diámetro, barra cuadrada de 1/2"x1/2", platina de 4 mm de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Ajuste estacional.

Fue construido de varilla de 3/8" de diámetro, tubo de 1/2" de diámetro de 1/16" de espesor, el material de estos componentes es de acero ASTM A36, el sistema de sujeción es una tuerca y un perno de 3/8", soldando la tuerca al tubo de 1/2", unidos por soldadura de electrodo celulósico E6011, utilizando el proceso de soldadura SMAW.

Espejos

Se utilizaron espejos de 3 mm de espesor y 10x10 cm, en una cantidad total de 210 unidades, para reflejar la radiación solar, todos estos espejos instalados sobre la estructura del reflector parabólico.

FUENTE: www.solarebruecke.org

Características del Concentrador Scheffler

Características	Descripción
Material del Concentrador	Plancha Laminada en Frio ASTM 1008
Material Reflectivo	Vidrio
Diámetro Menor	1600mm
Diámetro Mayor	2196mm
Profundidad	137mm

(Fuente: *Elaboración Propia*)

CAMARA DE CALENTAMIENTO

Características	Descripción
Material	Plancha galvanizada ASTM A653
Espesor de plancha galvanizada	1.20 mm
Dimensiones externas	492x447x620mm
Tipo de aislante térmico	Fibra de vidrio
Espesor de aislante	10 cm
Tipo de soldadura	SMAW
Electrodo	celulósico E6011
Uniones internas	auto-perforante de ¼" y ½"
Masa total	40.1 kg
Peso total	393.4 N
T. de diseño	60 °C

(Fuente: *Elaboración Propia*)

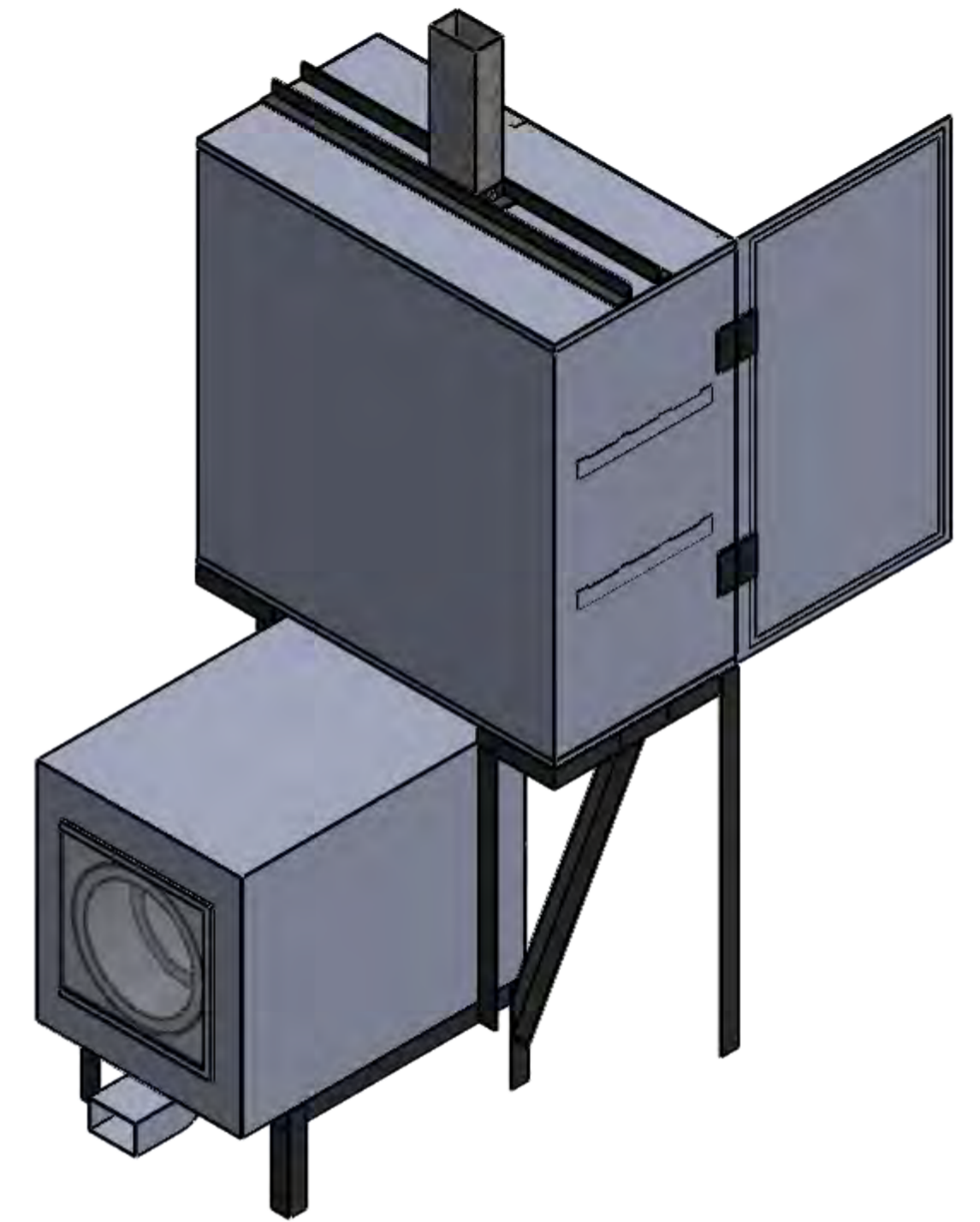
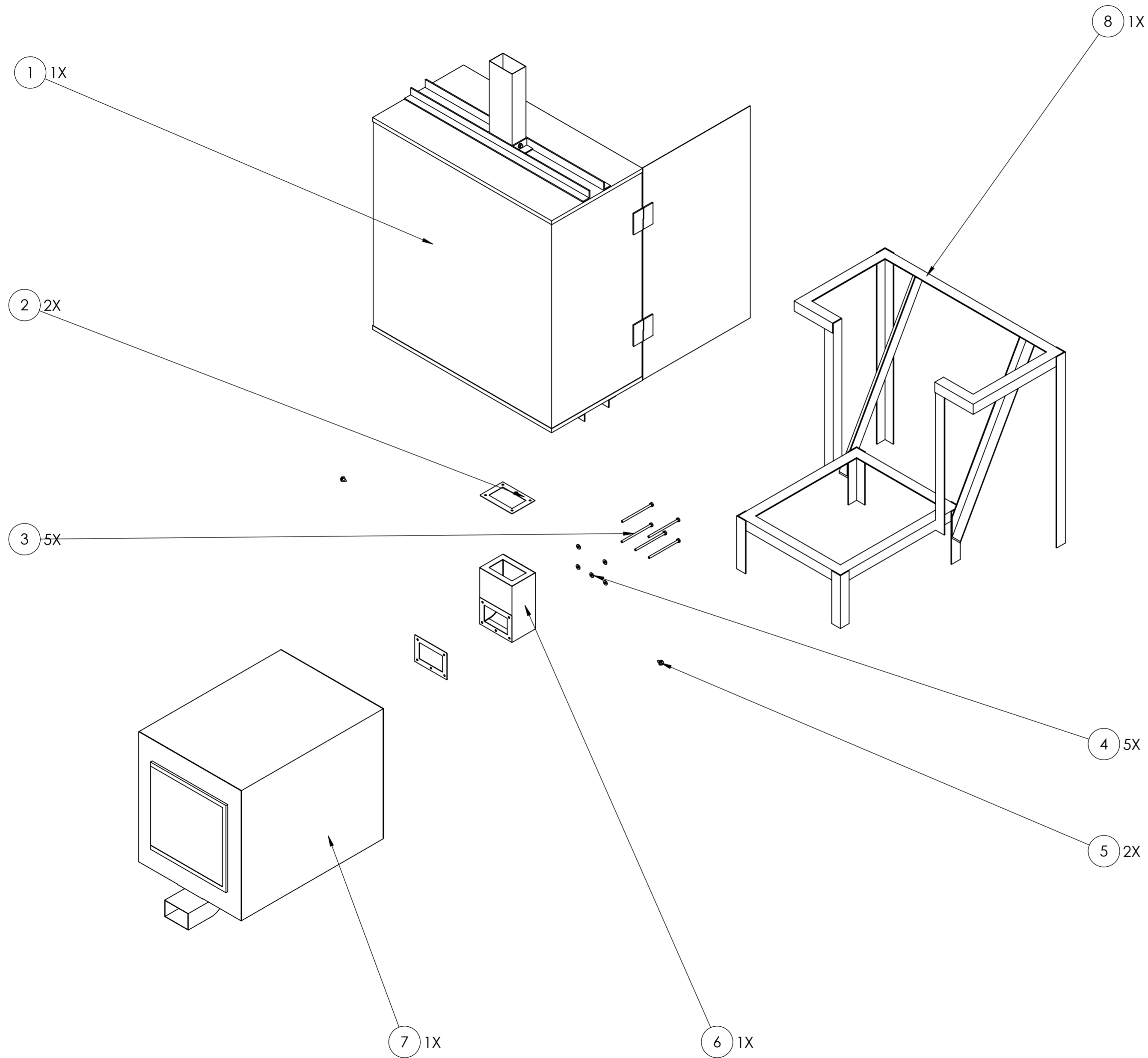
CAMARA DE DESIDRATACION

Elemento	Descripción	Masa [Kg]	Peso [N]
1	Cubierta principal	18.87	185.1
2	Chimenea	0.46	4.5
3	Soporte de la chimenea	2.95	28.9
4	Cubierta de la cámara principal y aislante	4.39	43.1
6	Colgador de carne	3.48	34.1
7	Puerta	7.74	75.9

(Fuente: Elaboración Propia)

CARACTERISTICAS	DESCRIPCION
Material	Plancha galvanizada ASTM A653
Espesor de plancha galvanizada	1.20 mm
Dimensiones externas	323x637x653mm
Aberturas ingreso aire	10x6 cm
Tipo de aislante	poliuretano expandido
Espesor	1 plg
Capacidad	5.8 kg carne fresca
Tipo de soldadura	SMAW
Masa total	47.17 kg
Peso total	277.5 N

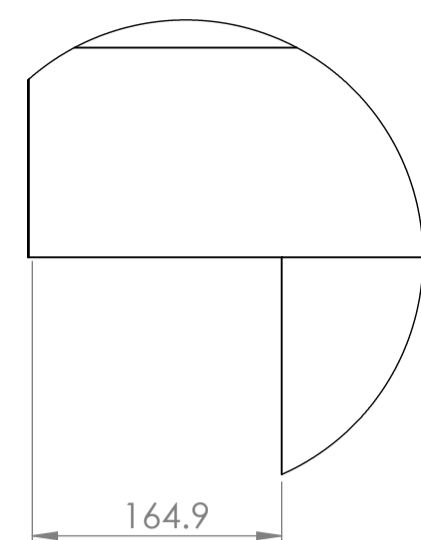
(Fuente: Elaboración Propia)



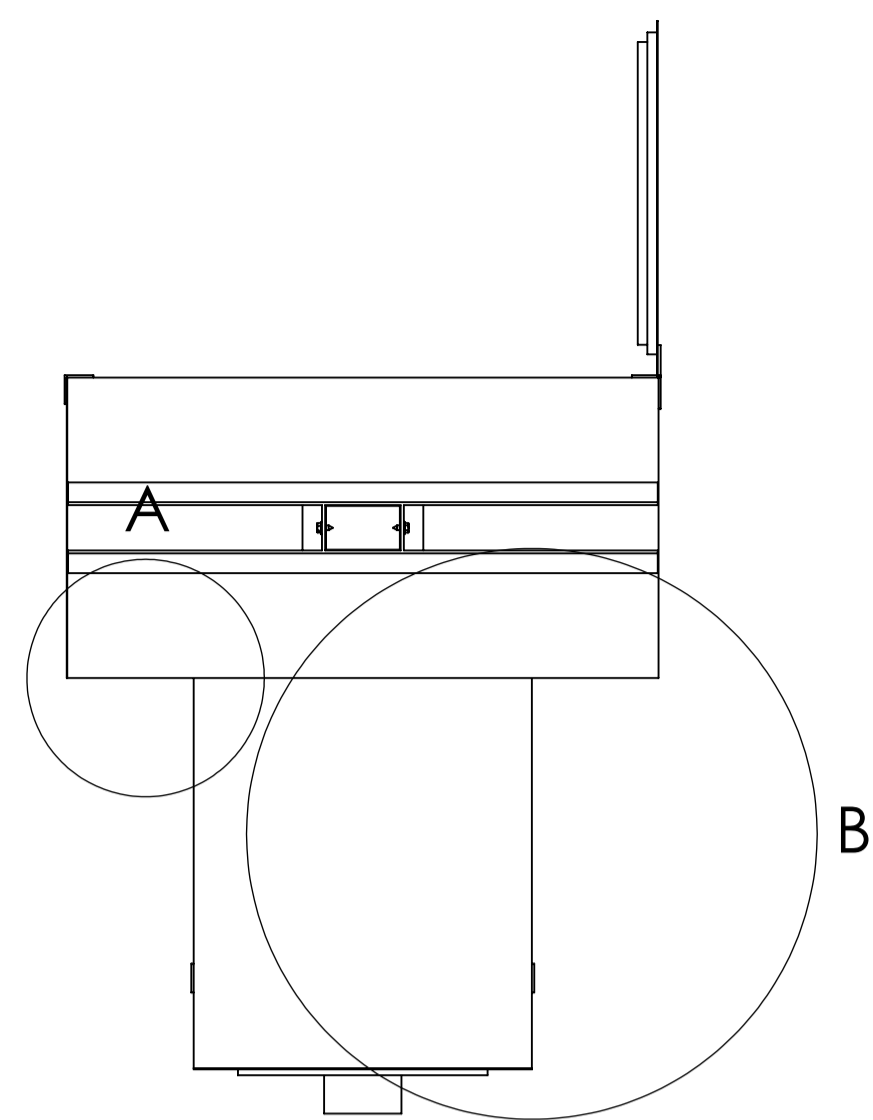
08	01	ESTRUCTURA DE DESHIDRATADORA	ASTM	A36	VER PLANO 26,27,28
07	01	CAMARA DE CALENTAMIENTO	-----	-----	VER PLANO 13,14,15,16
06	01	DUCTO EXTERIOR	-----	-----	VER PLANO 9,10,11,12
05	02	AUTOPERFORANTE 1/4 X 1/2 PULG.	ISO	AISI 304	-----
04	05	ARANDELA PLANA 1/4 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
03	05	PERNO HEXAGONAL 1/4 X 5 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
02	02	ENPAQUE DE DUCTO EXTERNO	-----	NEOPRENO	VER PLANO 8
01	01	CAMARA DESHIDRATADORA	-----	-----	VER PLANO 3,4,5,6,7
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

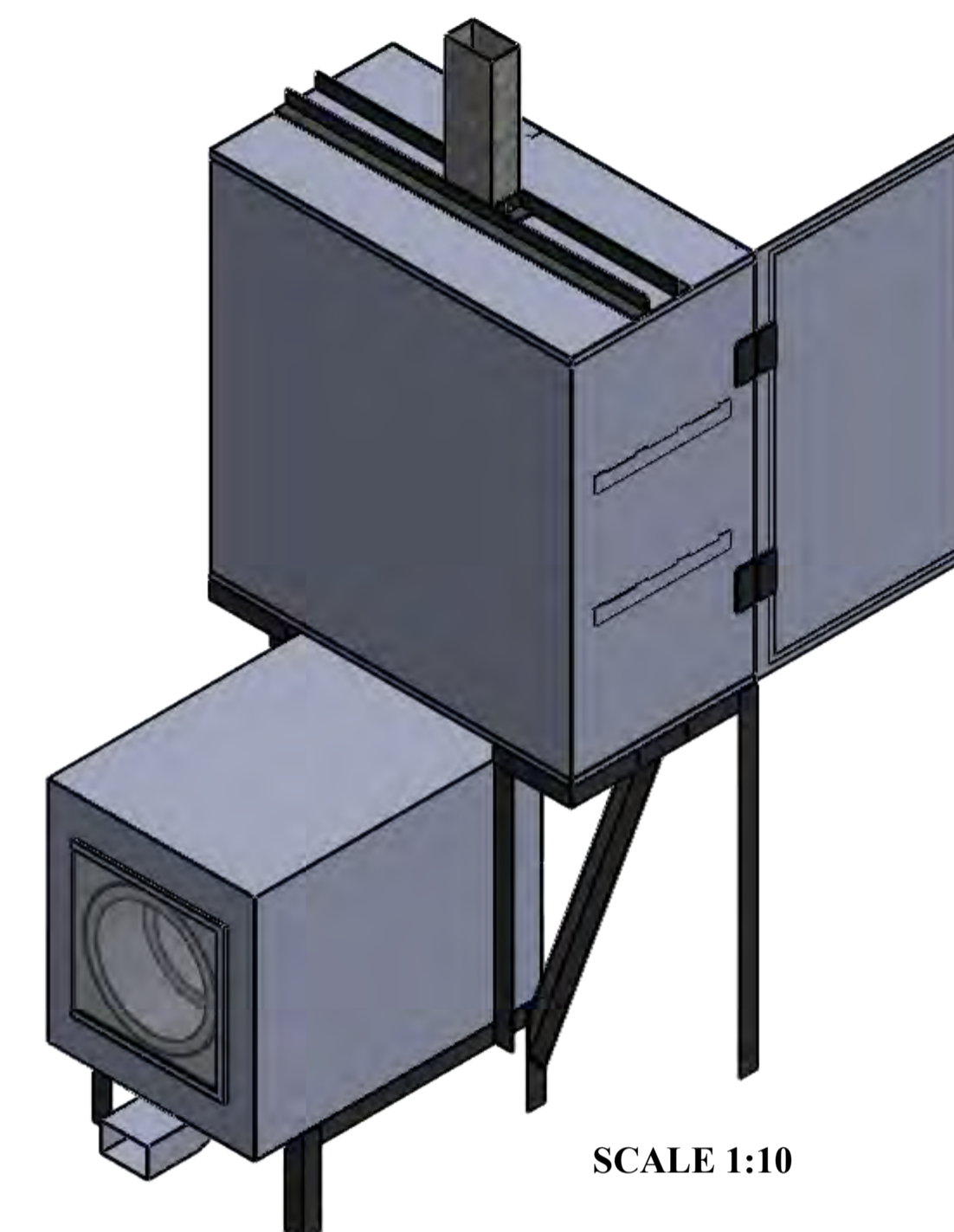
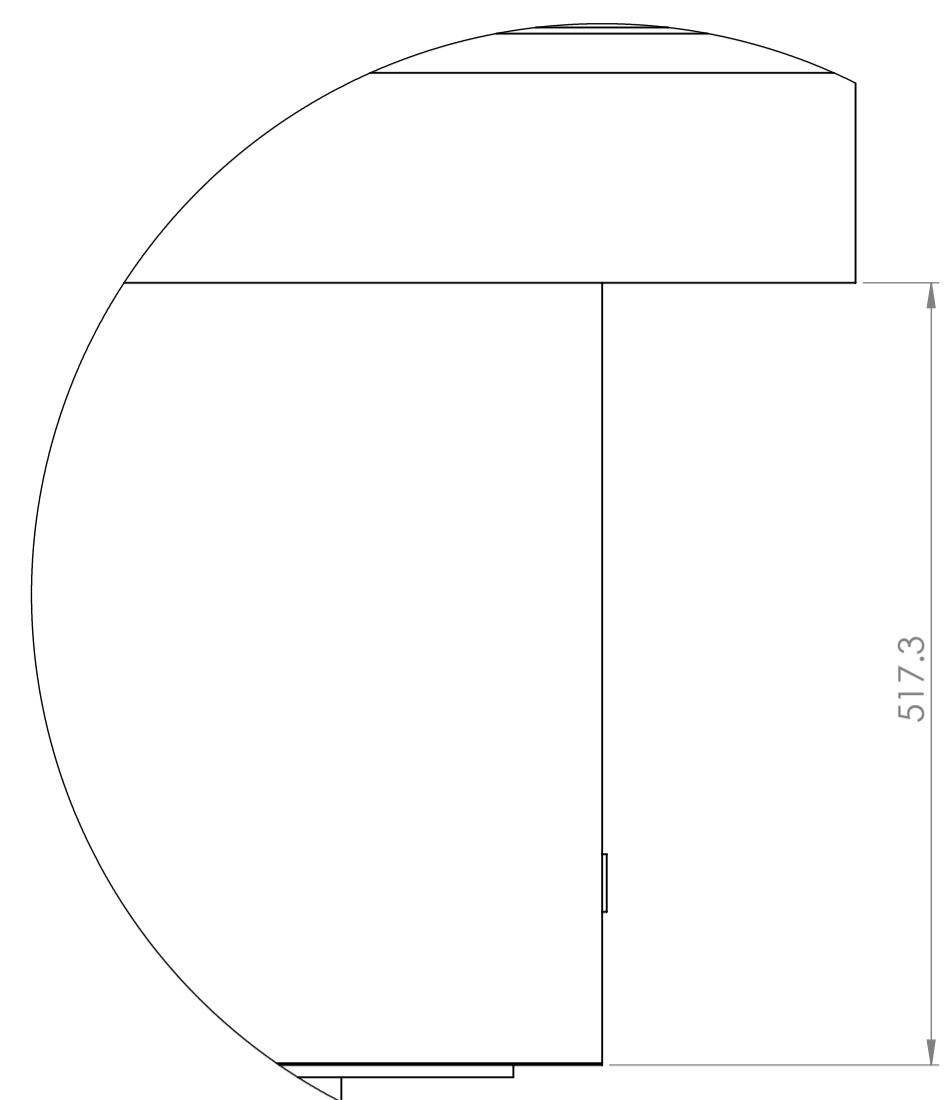
METODO DE PROYECCION		PLANO DE EXPLOSION DE MAQUINA DESHIDRATADORA	ESCALA
			1:10
CODIGO	051652 060462	NOMBRES:	BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI
UNIDADES	MILIMETROS	FECHA	10/05/2024
		LAMINA	A2-LAMINA 01



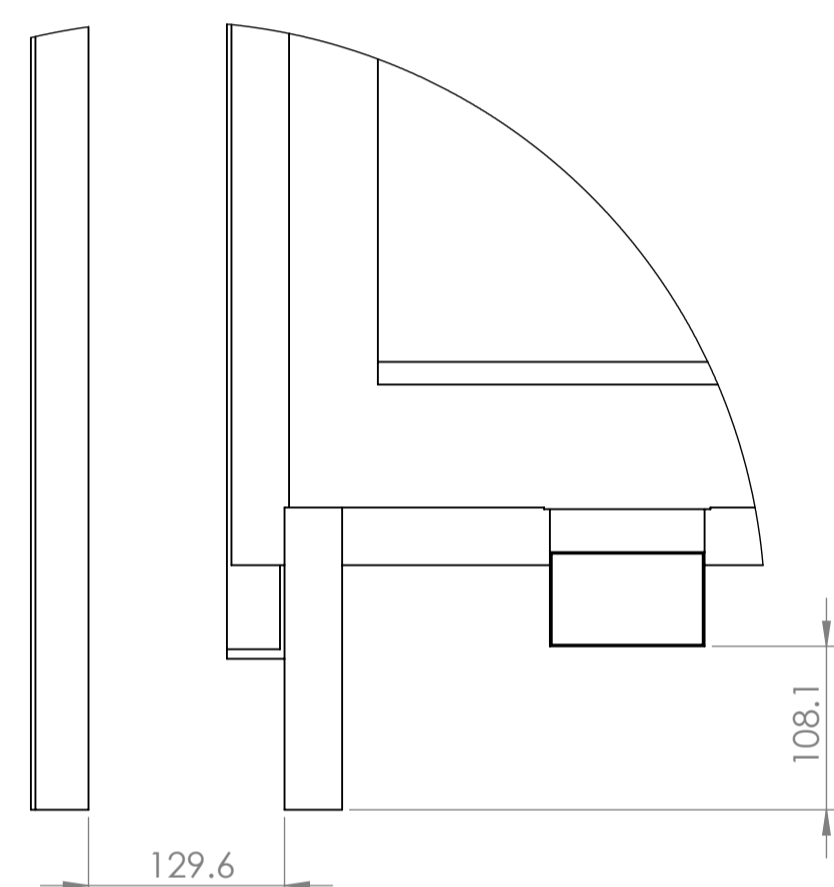
DETAIL A
SCALE 1 : 5



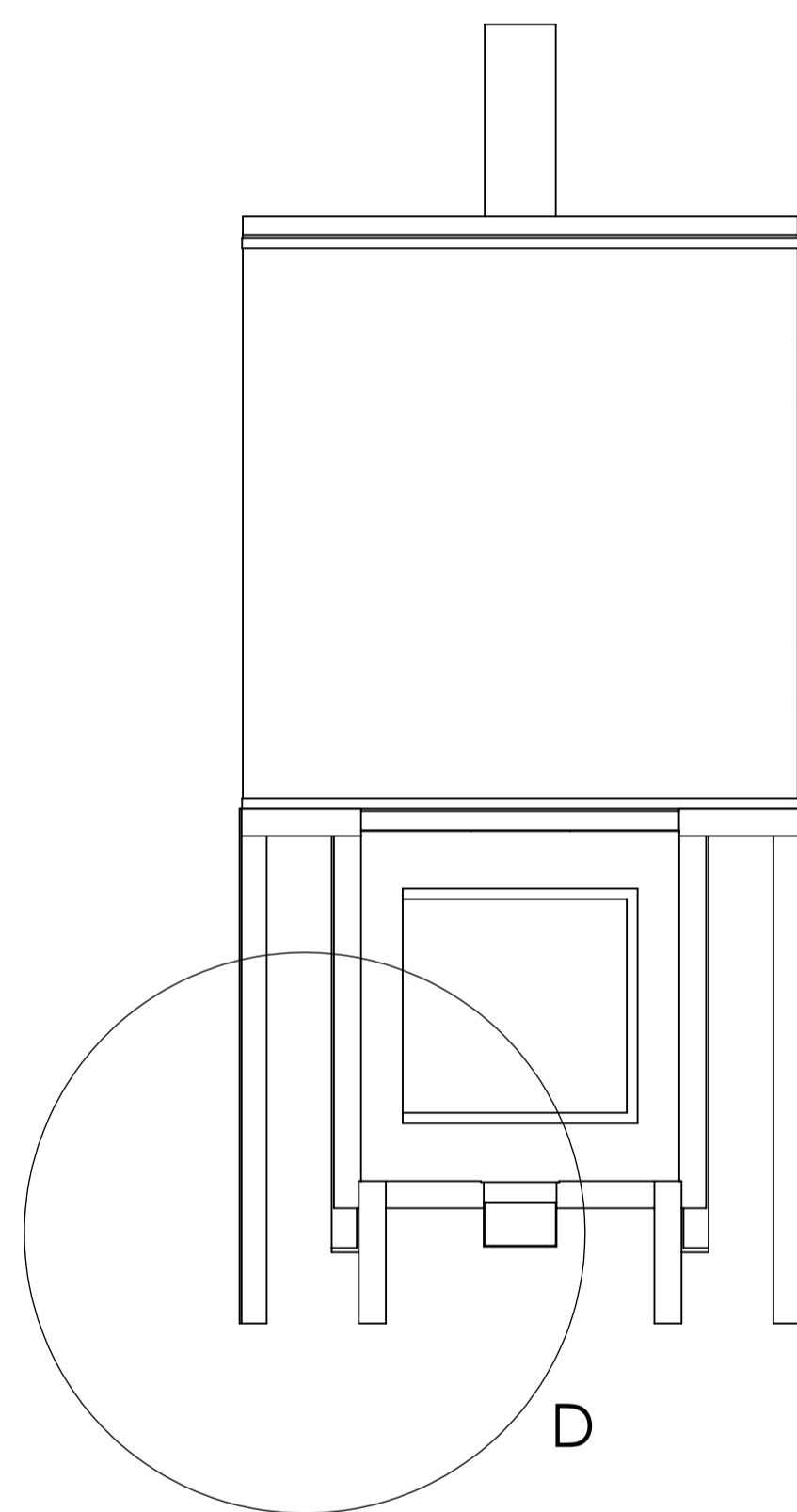
DETAIL B
SCALE 1 : 5



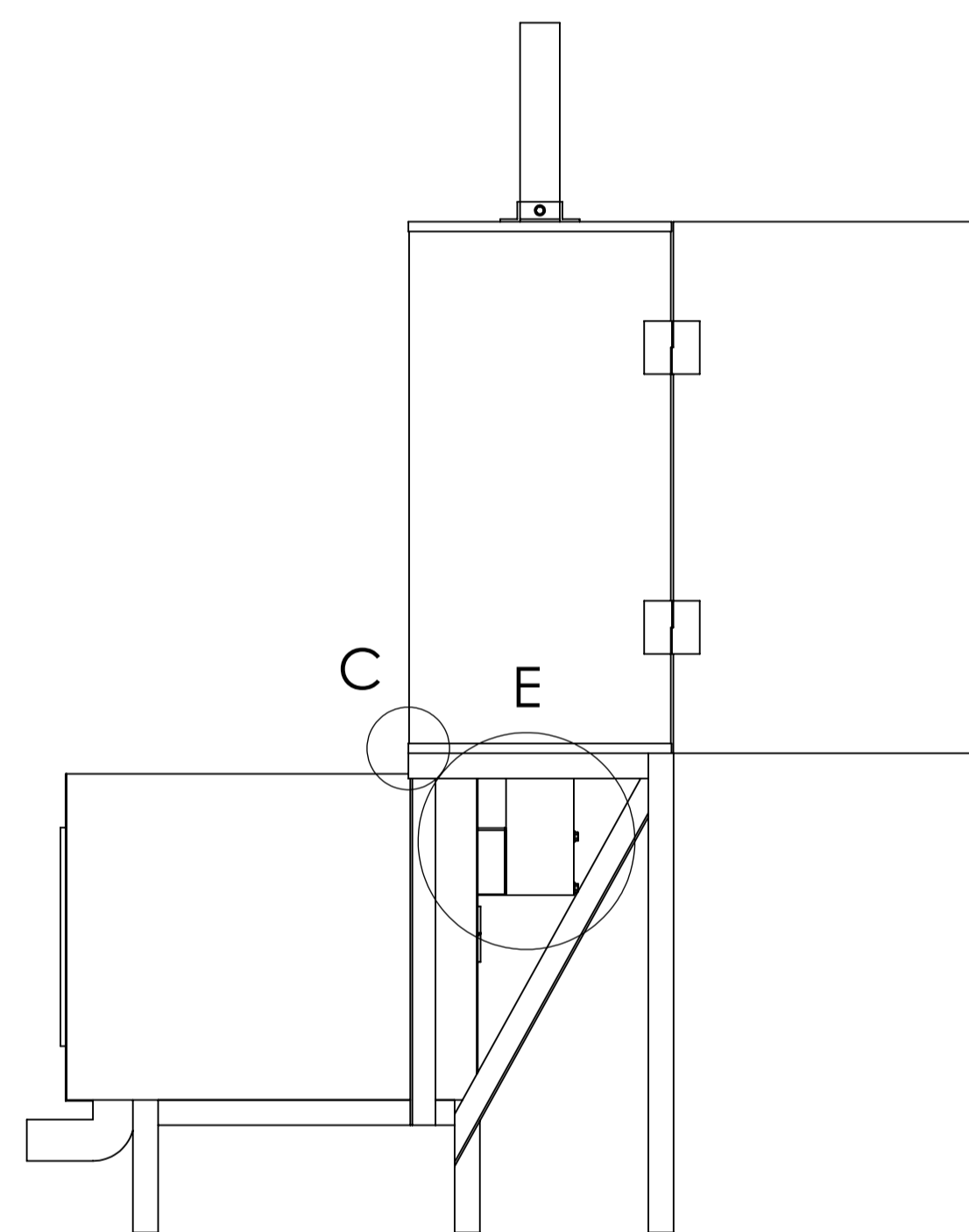
SCALE 1:10



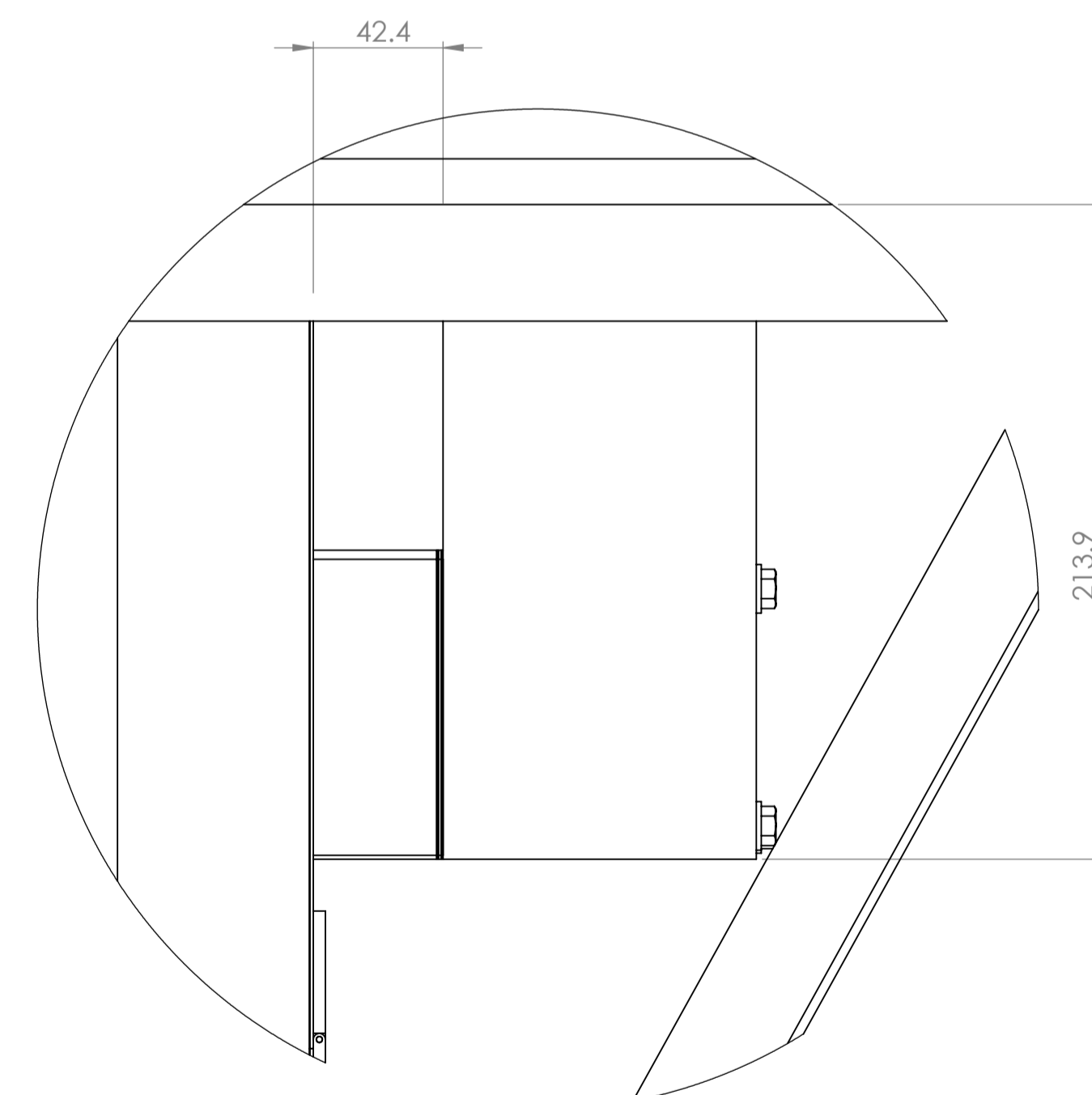
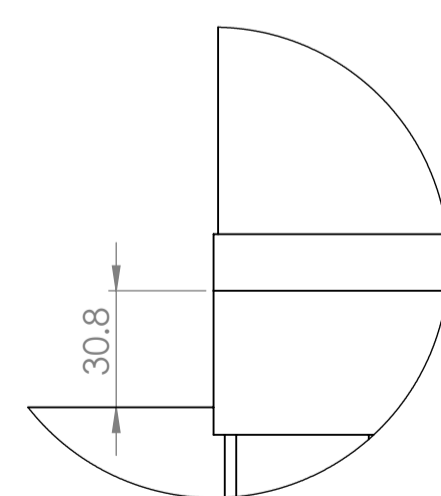
DETAIL D
SCALE 1 : 5



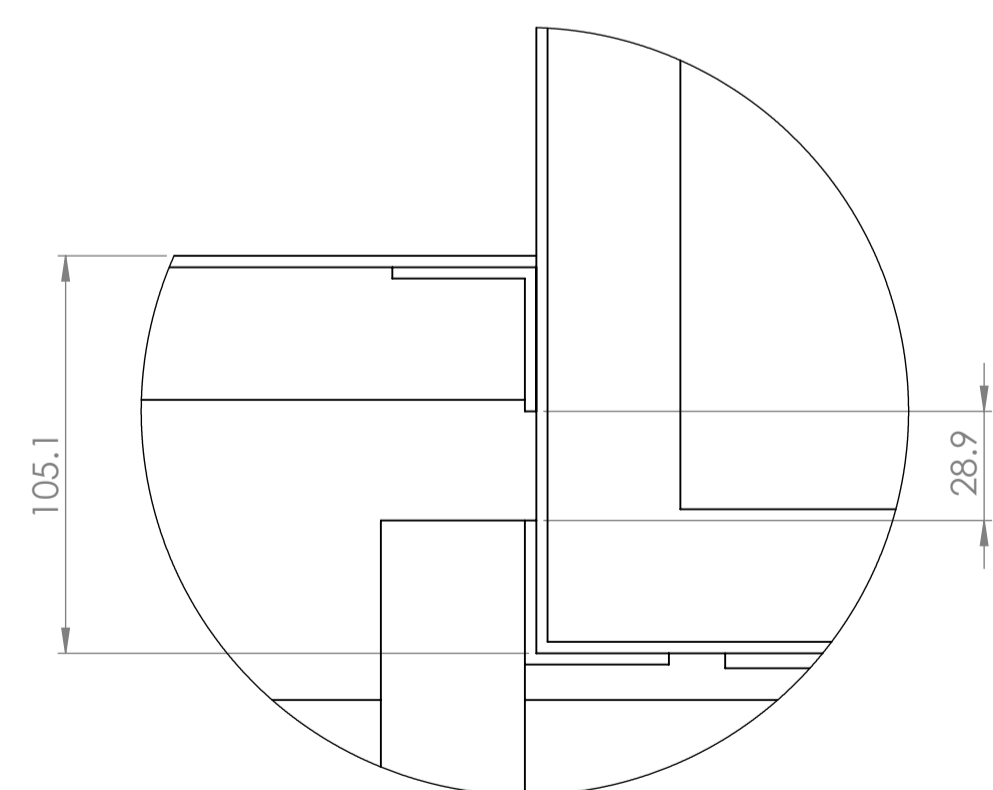
D



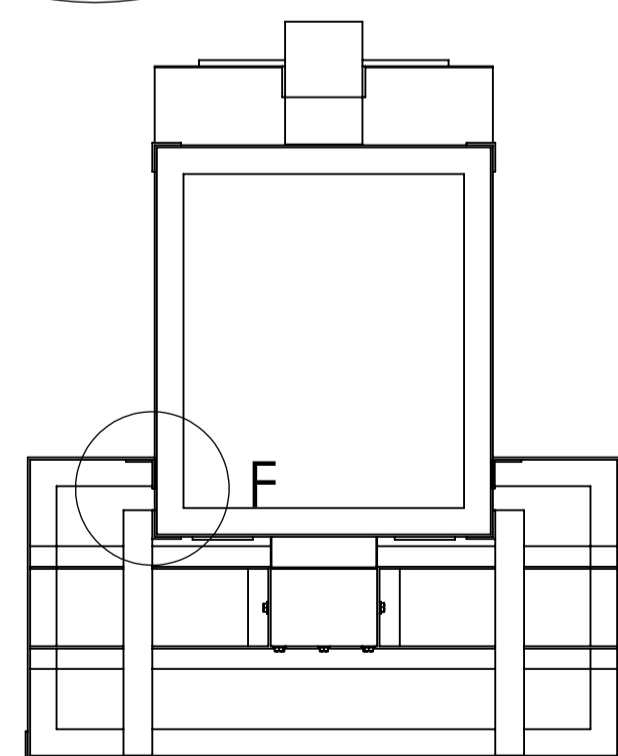
DETAIL C
SCALE 1 : 2



DETAIL E
SCALE 1 : 2



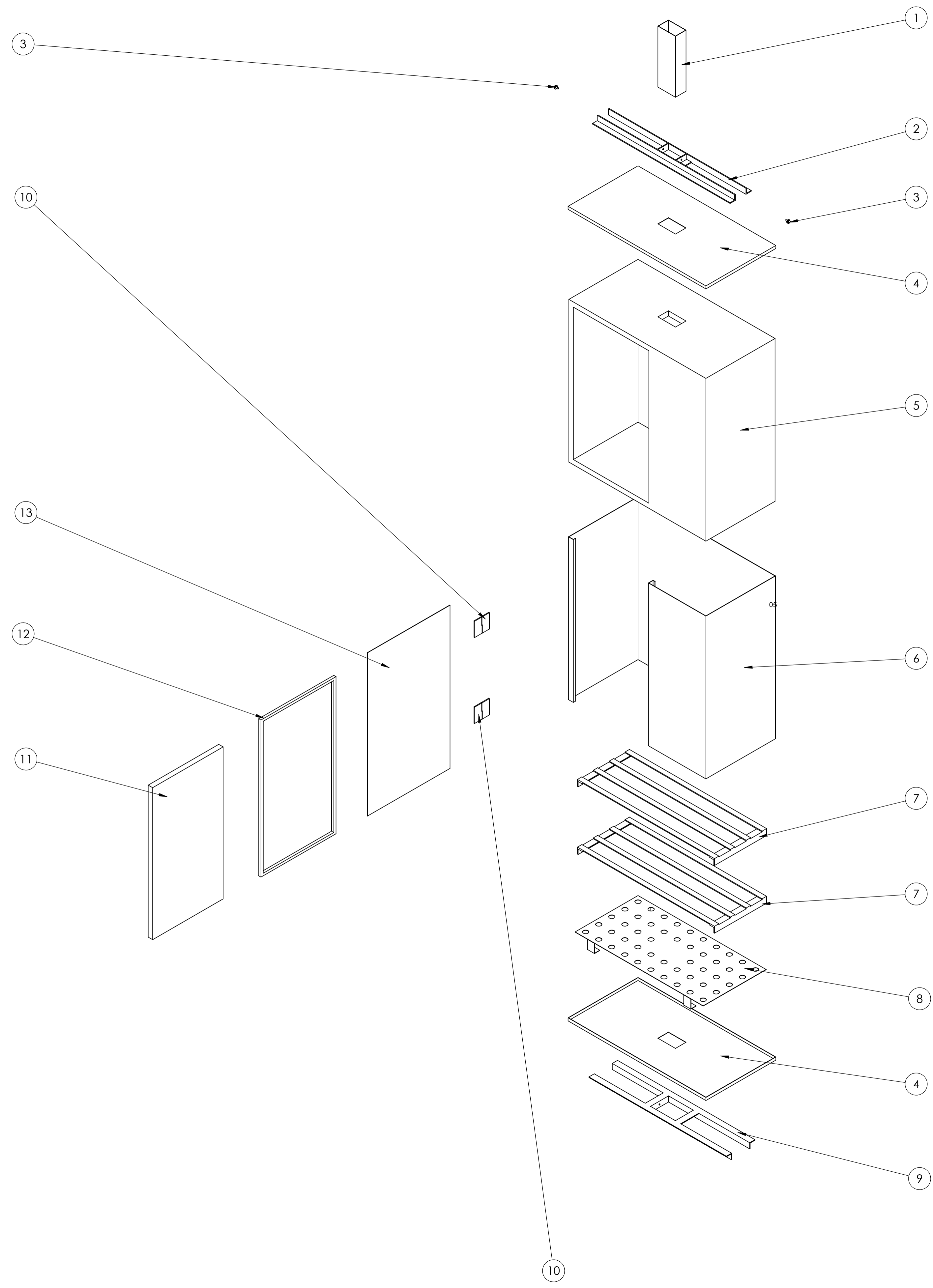
DETAIL F
SCALE 1 : 2



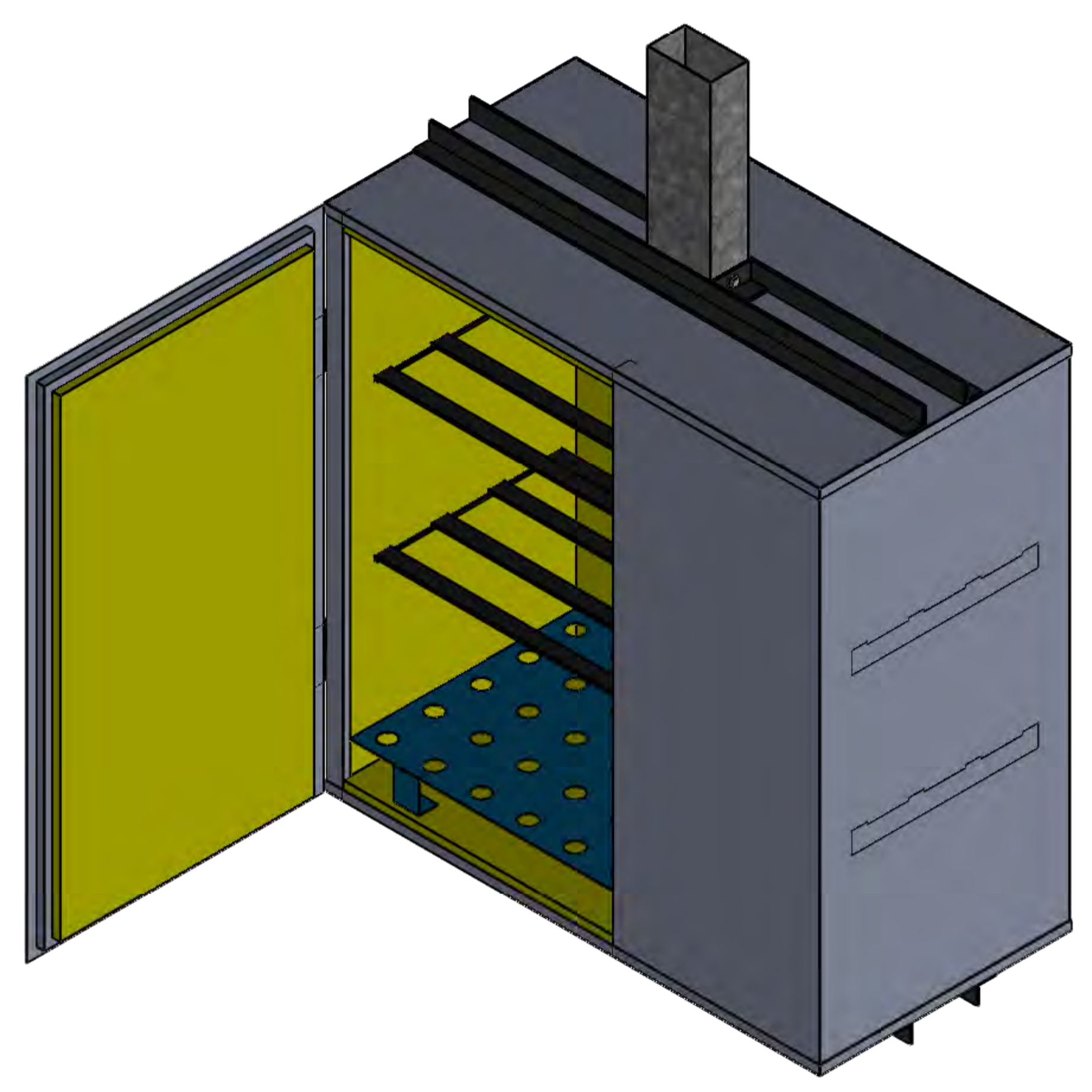
SCALE 1:10

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 5 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE ENSAMBLE DE MAQUINA DESHIDRATADORA	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 02

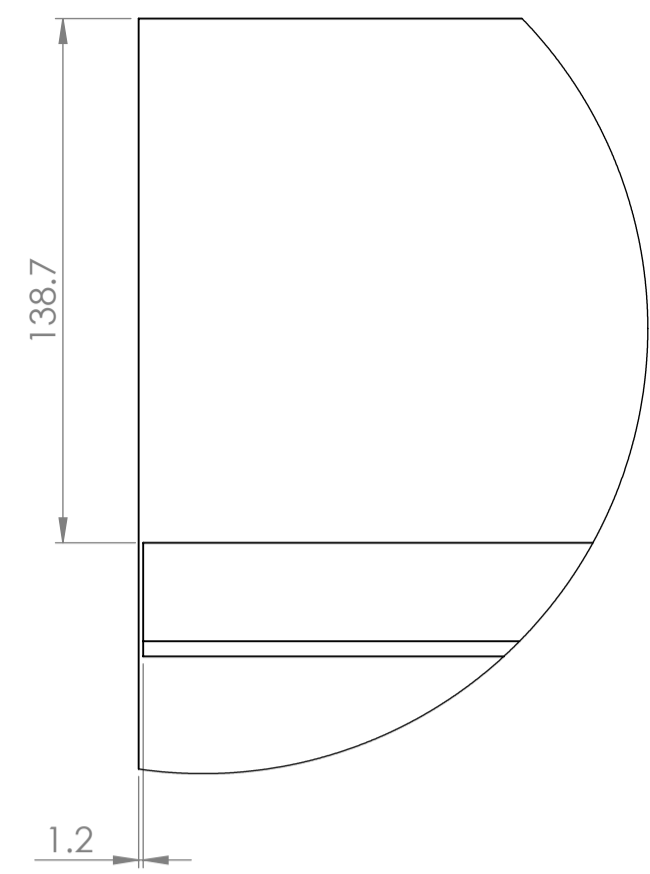


SCALE 1:10

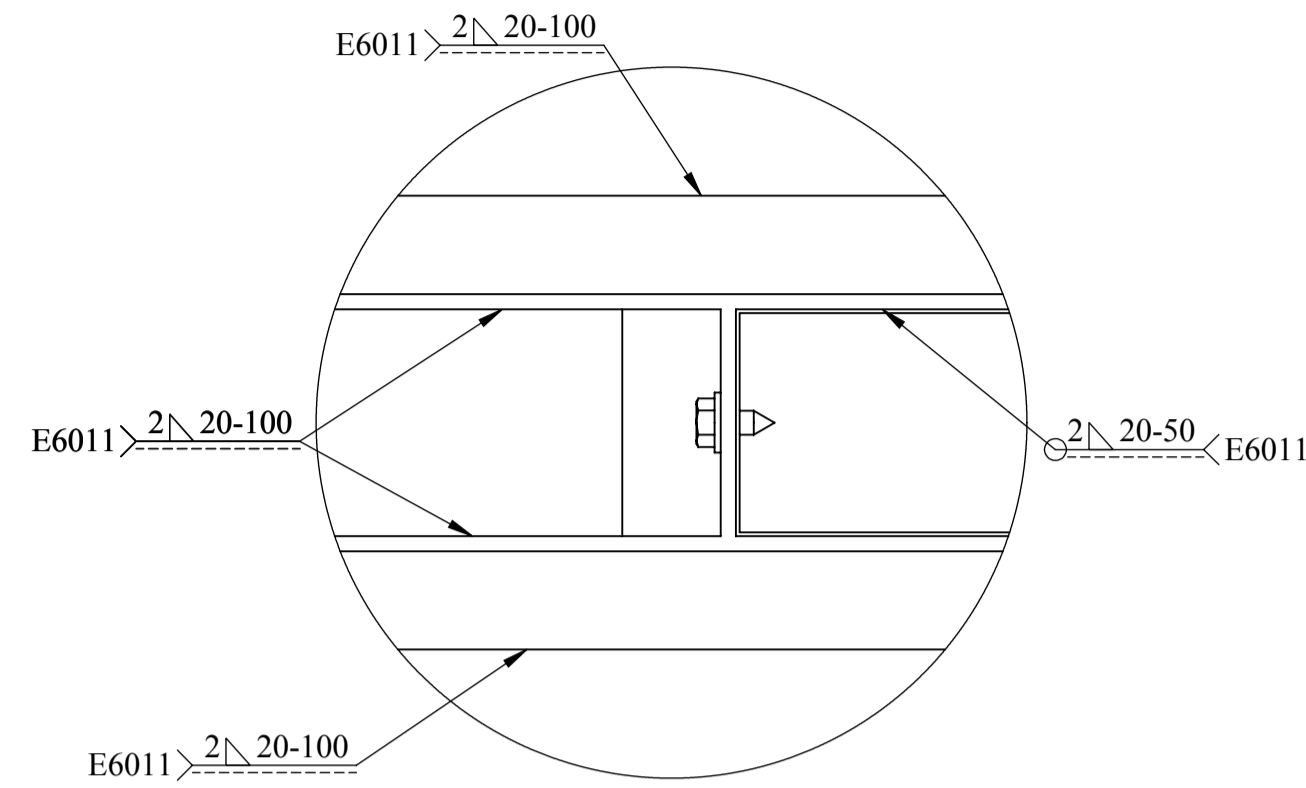


SCALE 1:5

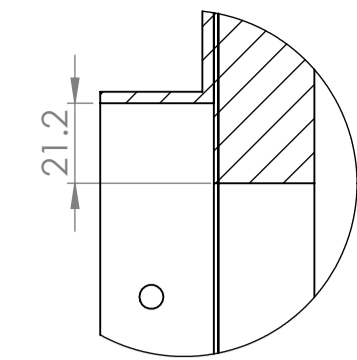
13	01	CUBIERTA DE PUERTA	ASTM	A653	VER PLANO 7
12	01	MARCO DE PUERTA	ASTM	A36	VER PLANO 7
11	01	AISLANTE DE PUERTA	ASTM	C578	VER PLANO 7
10	02	VISAGRA INDUSTRIAL	ASTM	A36	-----
09	01	SOPORTE DE DUCTO EXTERIOR	ASTM	A36	VER PLANO 6
08	01	DISTRIBUIDOR DE AIRE	ASTM	A653	VER PLANO 6
07	02	COLGADOR DE CARNE	ASTM	A36	VER PLANO 5
06	01	CUBIERTA PRINCIPAL DESHIDRATADORA	ASTM	A653	VER PLANO 5
05	01	AISLANTE DE CAMARA DESHIDRATADORA	ASTM	C665	VER PLANO 5
04	02	CUBIERTA DE CAMARA DESHIDRATADORA	ASTM	C653	VER PLANO 5
03	02	AUTOPERFORANTE 1/4 X 1/2 PULG.	ISO	AISI 304	-----
02	01	SOPORTE DE CHIMINEA	ASTM	A36	VER PLANO 5
01	01	CHIMINEA	ASTM	A653	VER PLANO 5
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA					
METODO DE PROYECCION		PLANO DE EXPLOSION DE CAMARA DE DESHIDRATACION			ESCALA INDICADA
CODIGO	051652 060462	NOMBRES:	BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI		FECHA 10/05/2024
UNIDADES	MILIMETROS				LAMINA A1-LAMINA 03



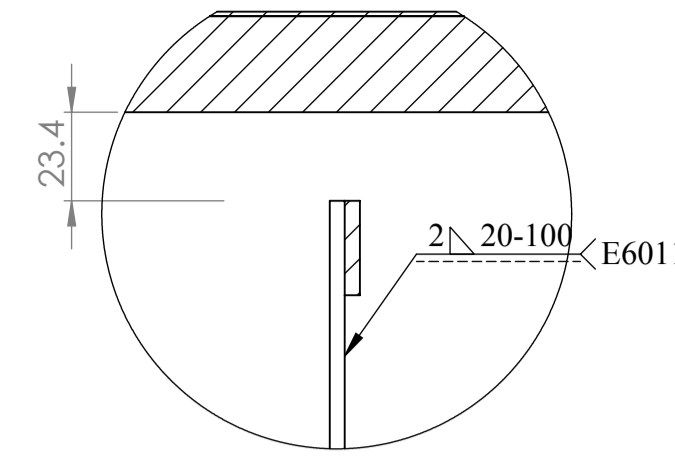
DETAIL B
SCALE 1 : 2



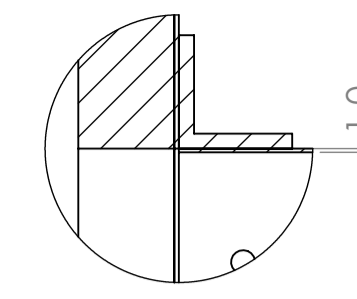
DETAIL M
SCALE 1 : 2



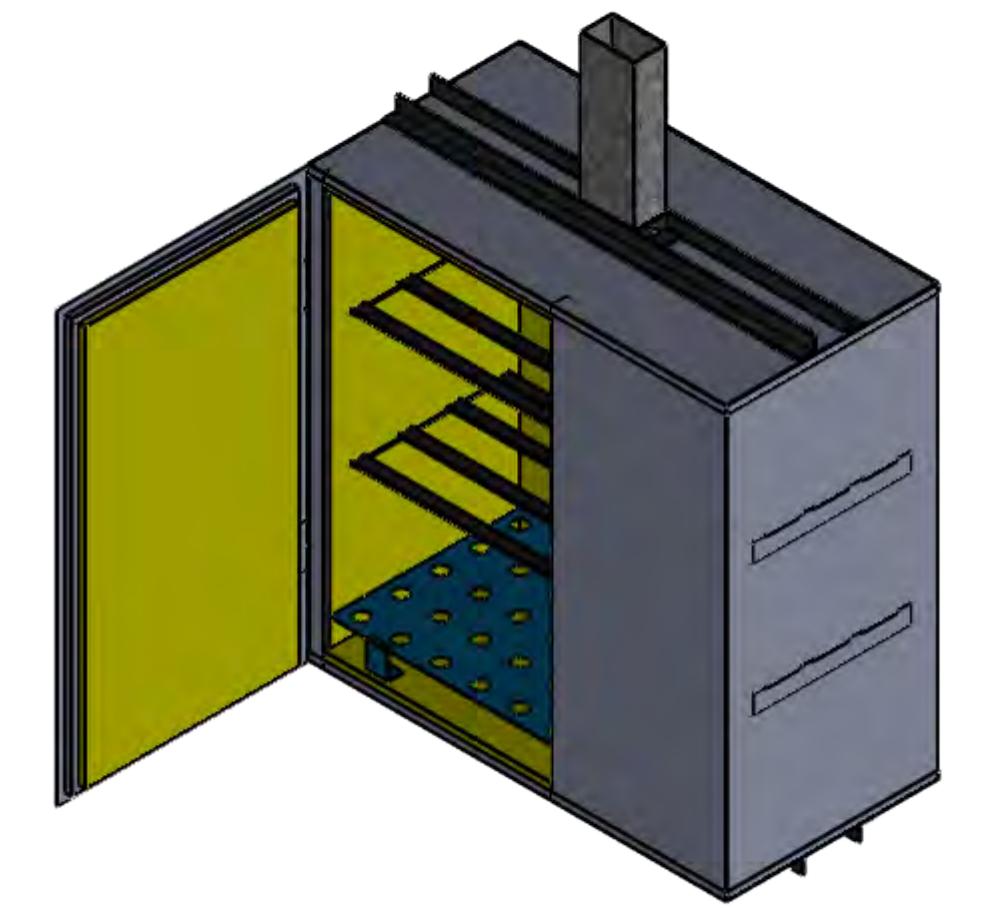
DETAIL C
SCALE 1 : 2



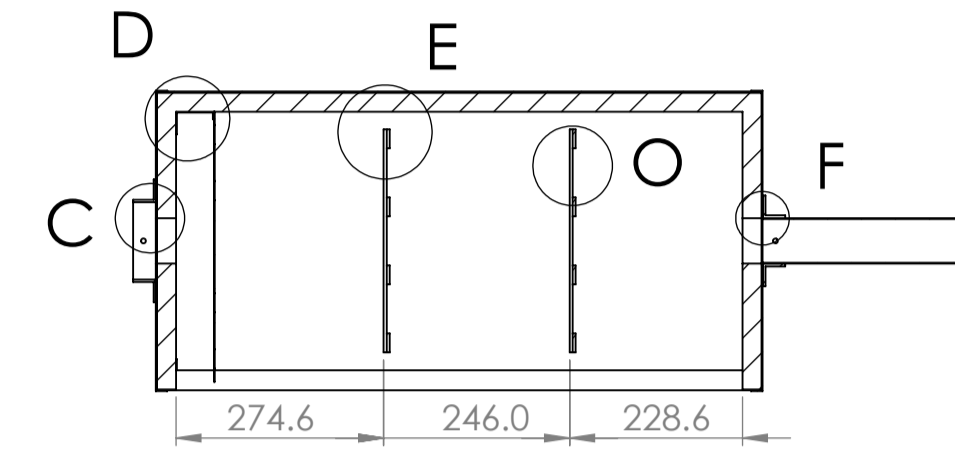
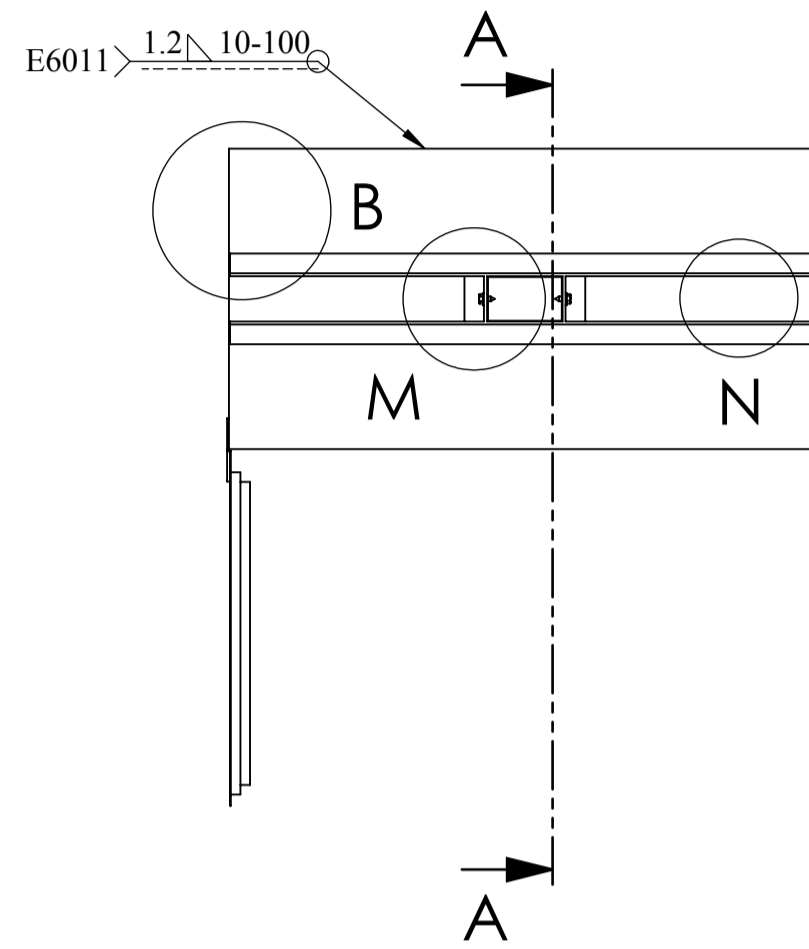
DETAIL E
SCALE 1 : 2



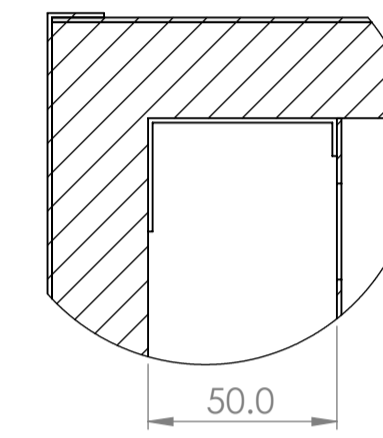
DETAIL F
SCALE 1 : 2



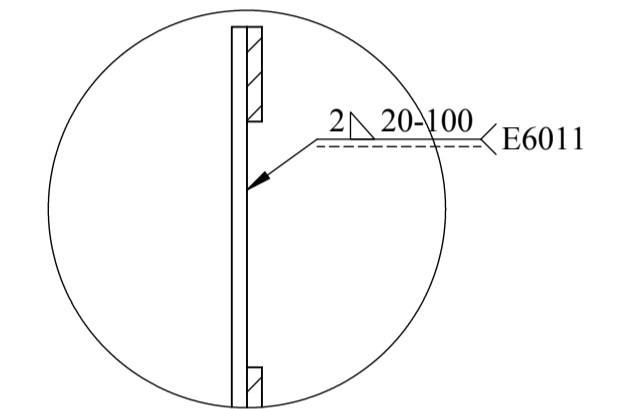
SCALE 1:10



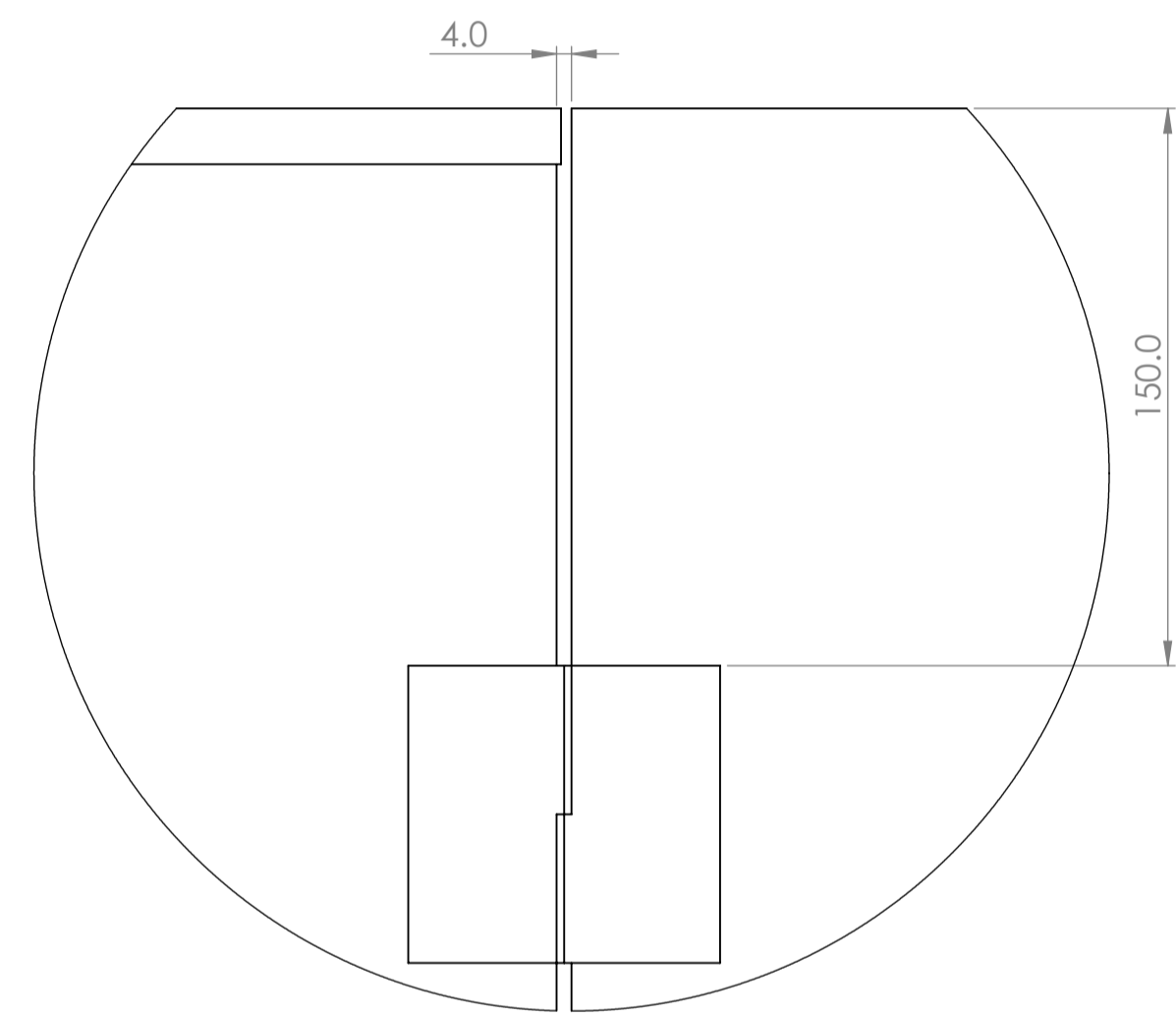
SECTION A-A
SCALE 1 : 10



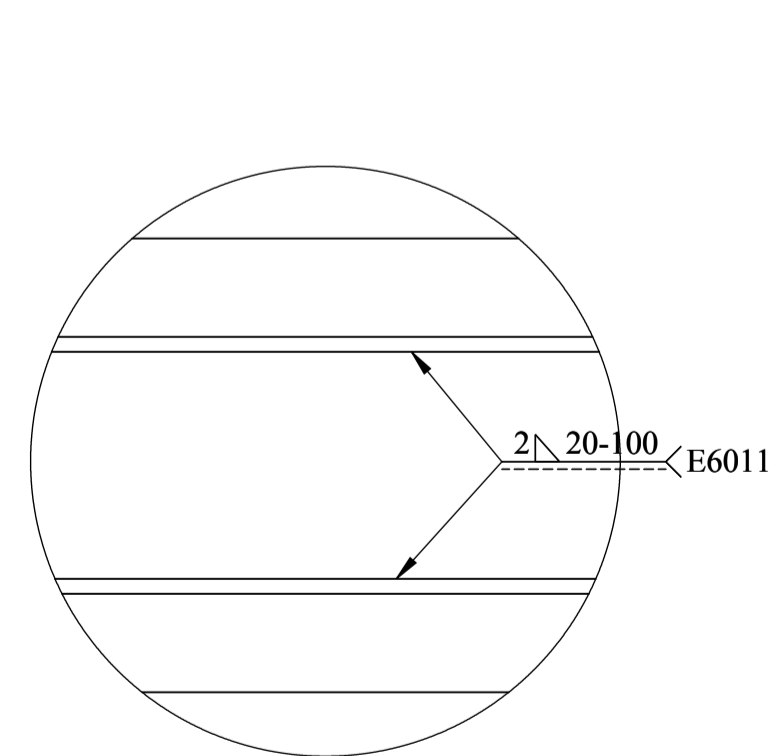
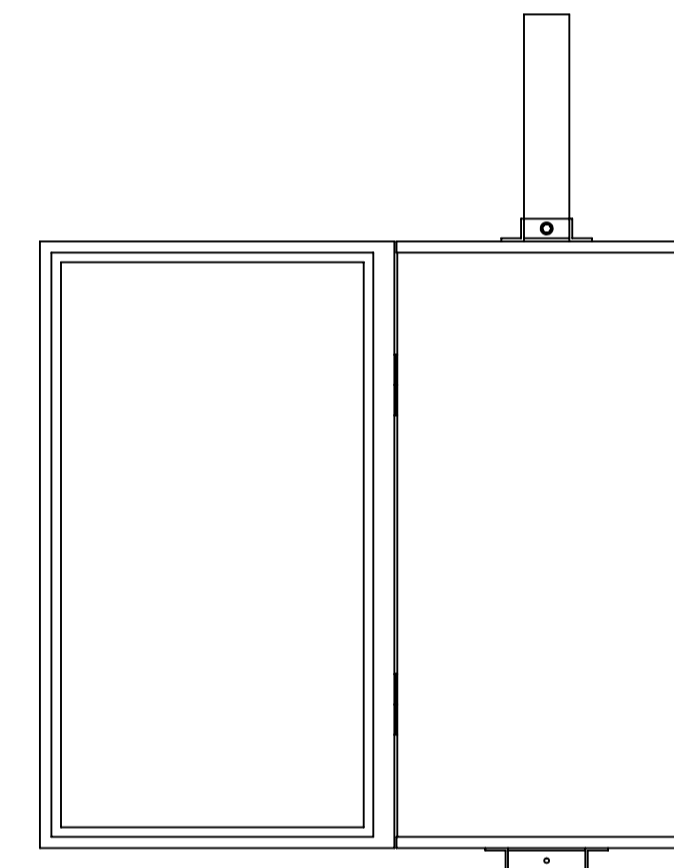
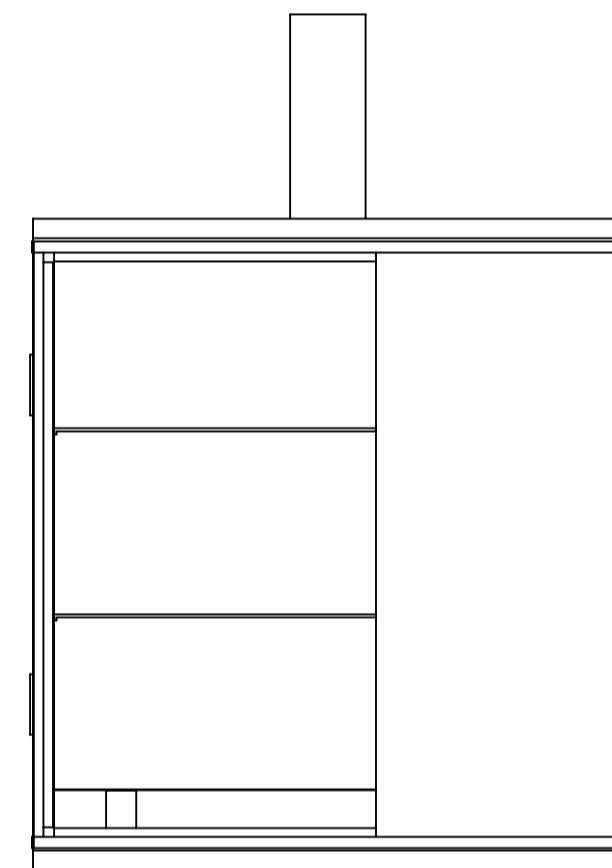
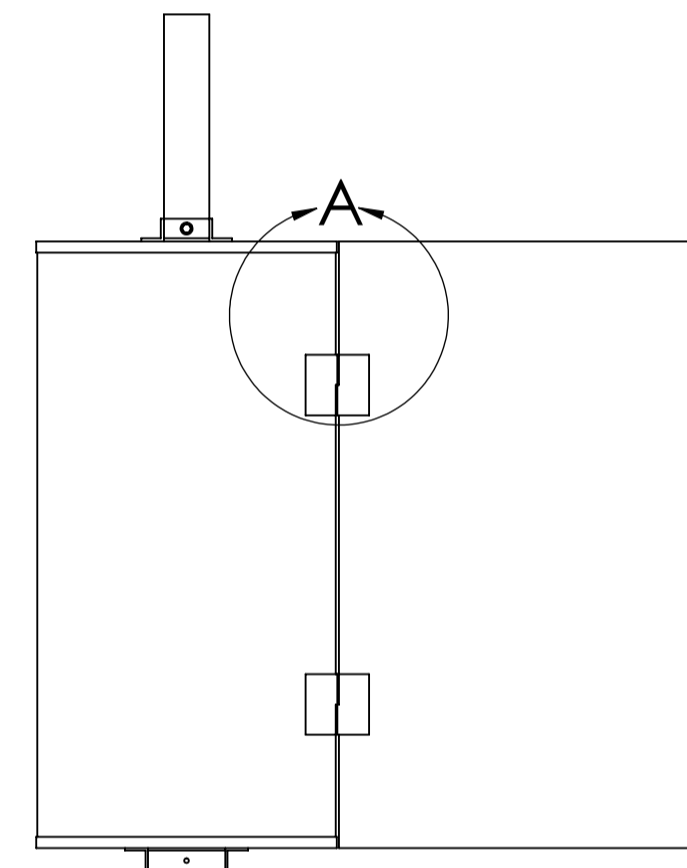
DETAIL D
SCALE 1 : 2



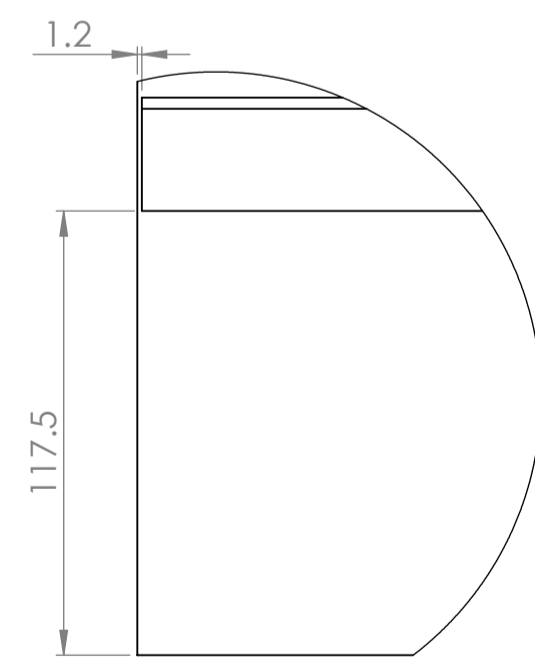
DETAIL O
SCALE 1 : 2



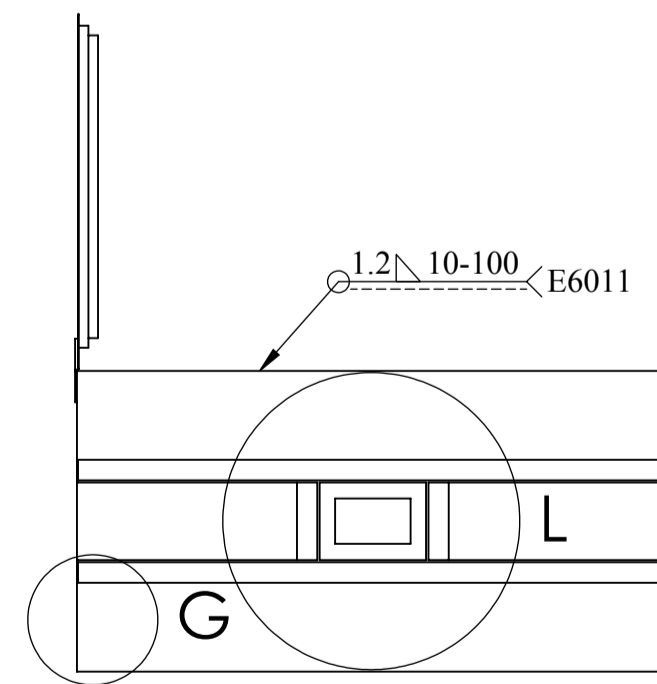
DETAIL A
SCALE 1 : 2



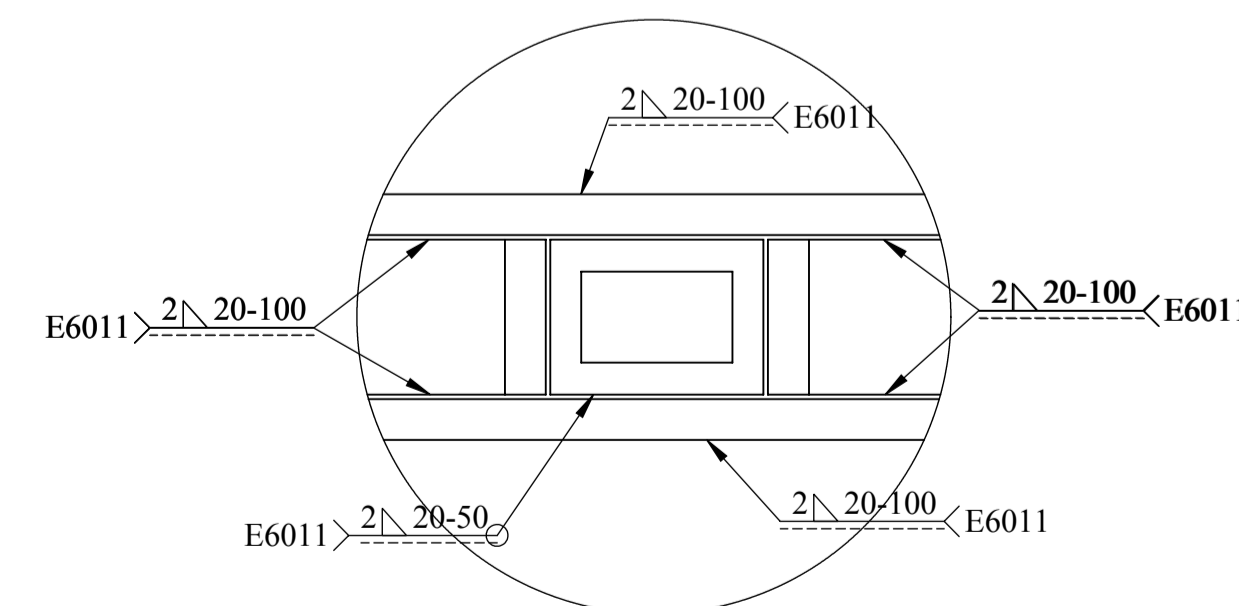
DETAIL N
SCALE 1 : 2



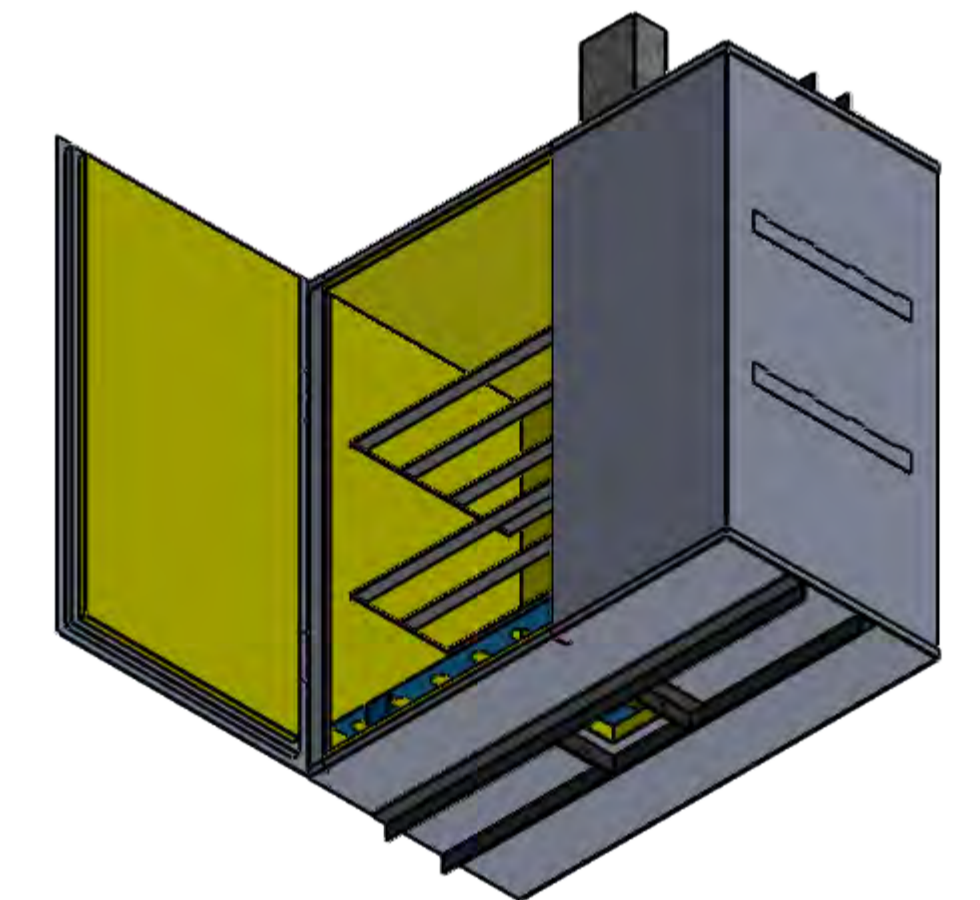
DETAIL G
SCALE 1 : 2



SCALE 1:10



DETAIL L
SCALE 1 : 5

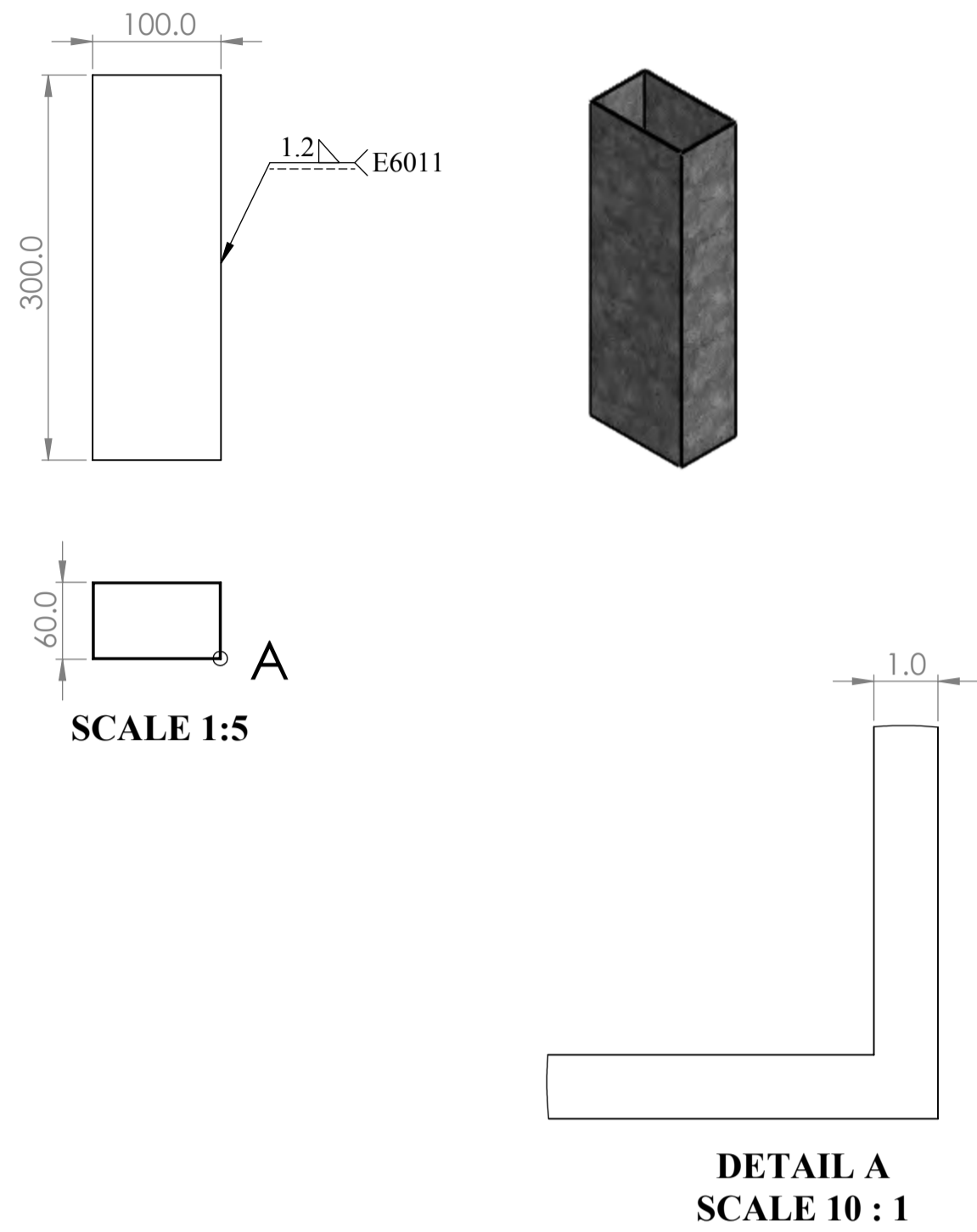


SCALE 1:10

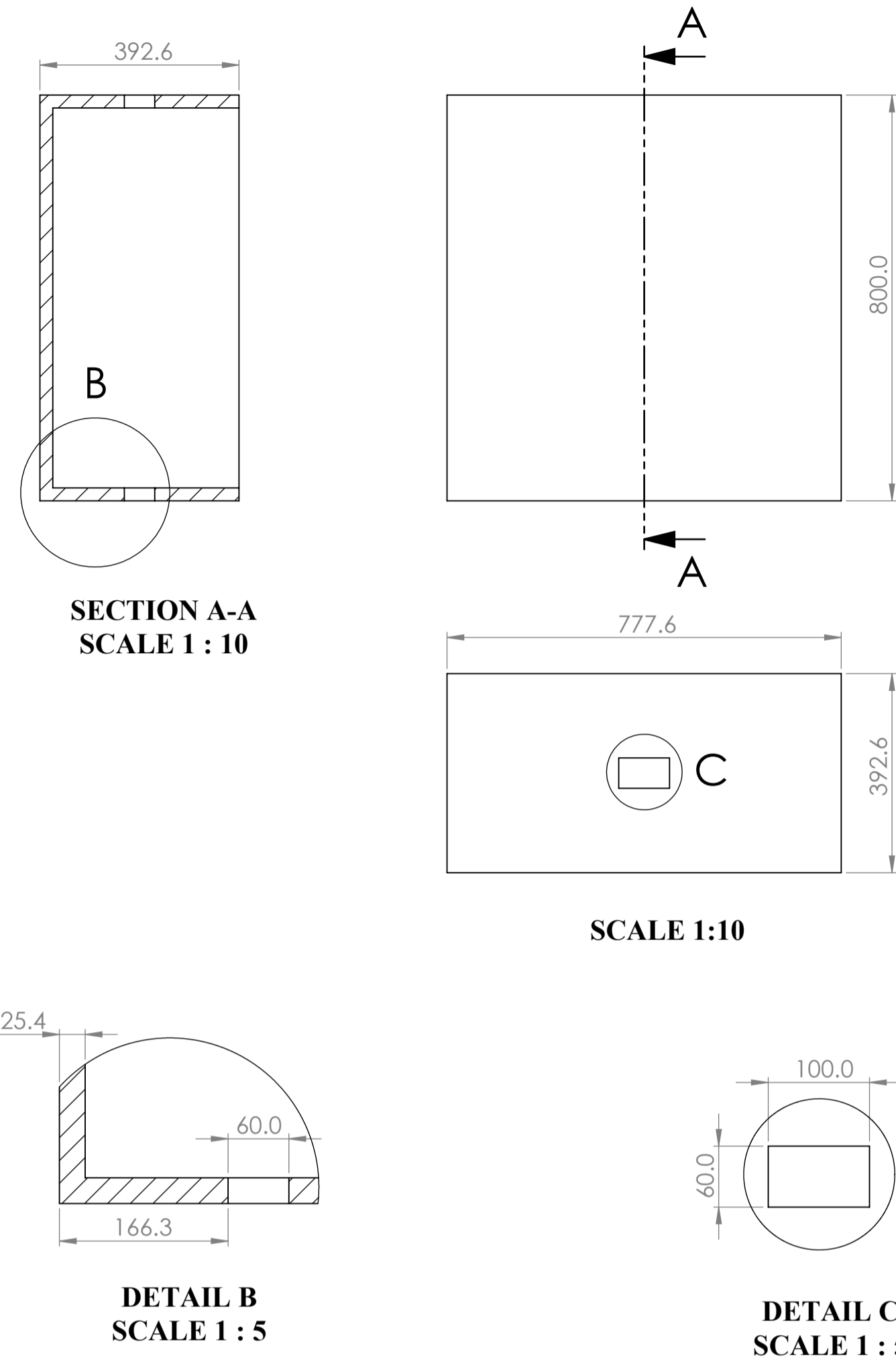
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 1	Mas de 1 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta infinito
MEDIO	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-----	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 3
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE ENSAMBLE CAMARA DESHIDRATACION	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 04

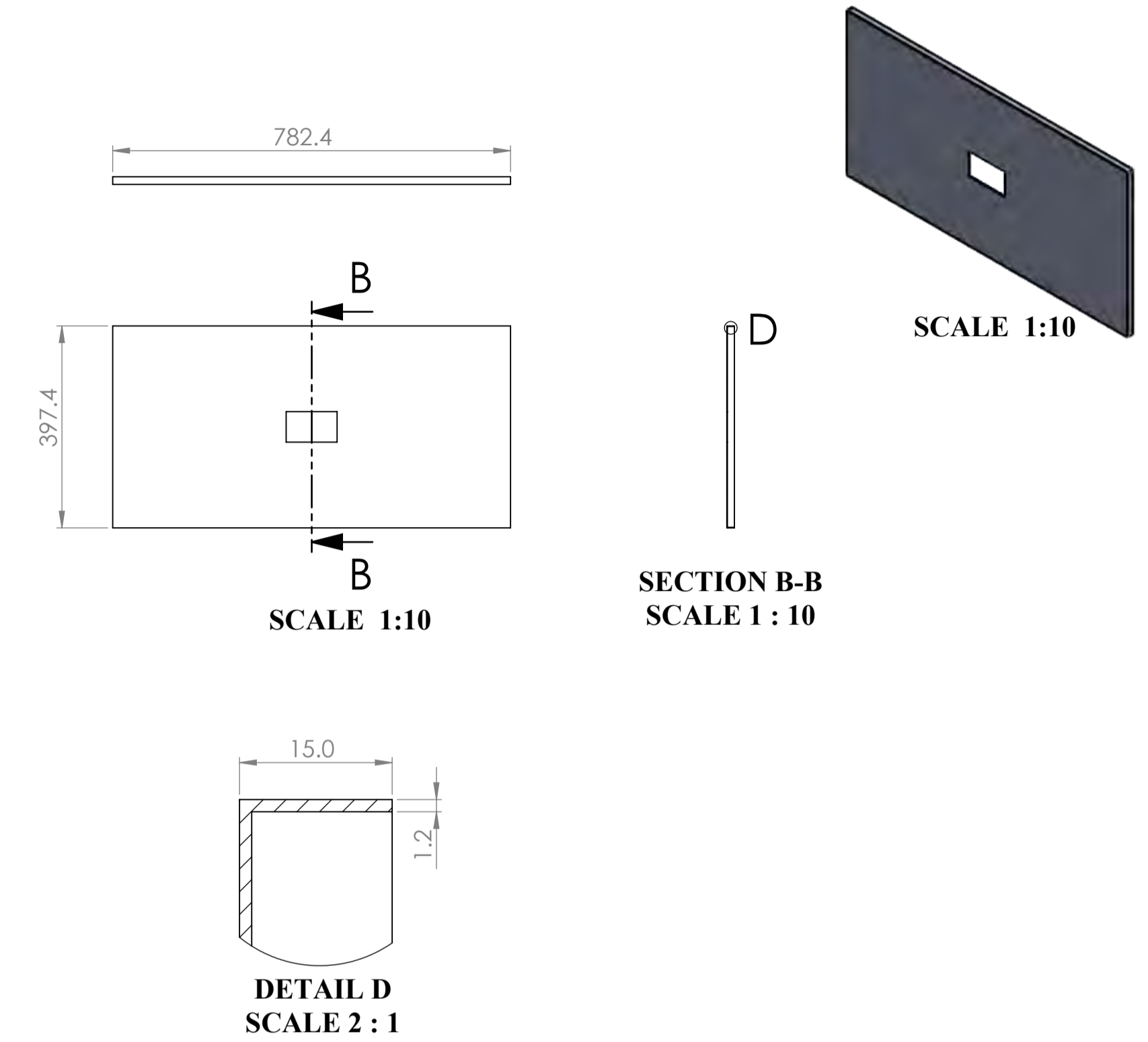
CHIMENEA



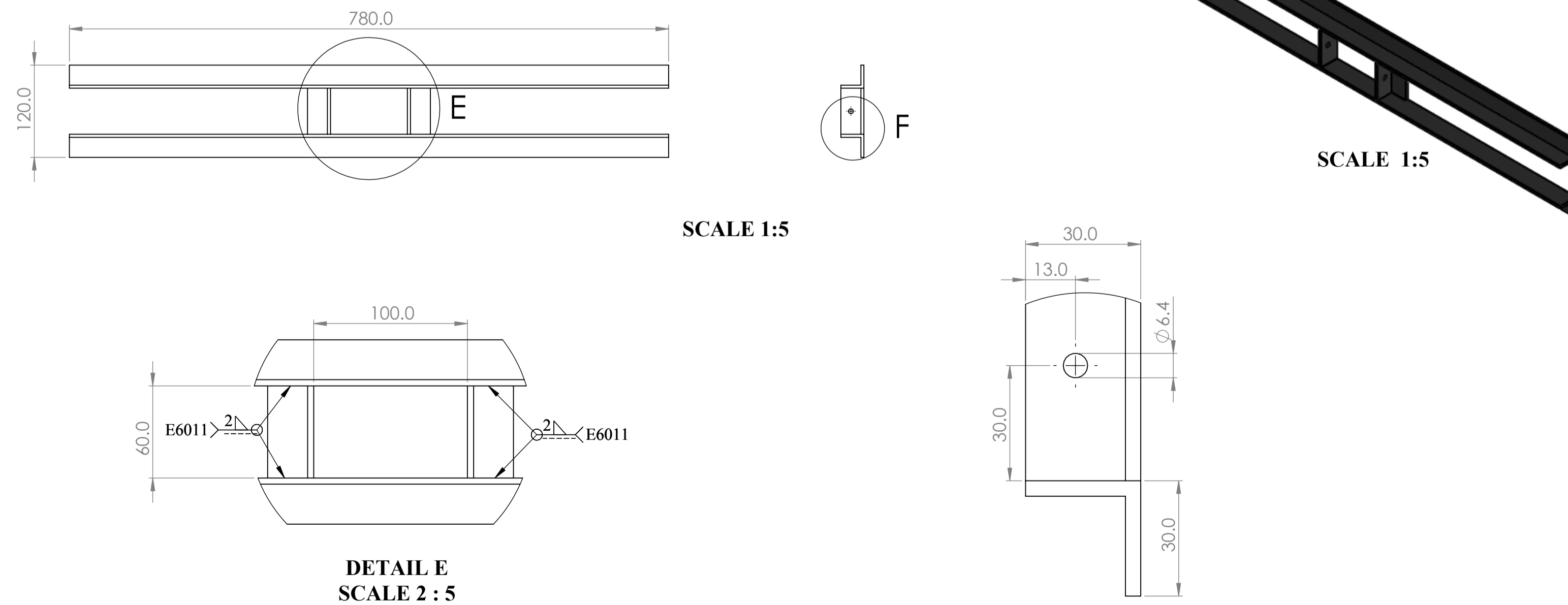
AISLANTE DE CAMARA DE DESHIDRATACION



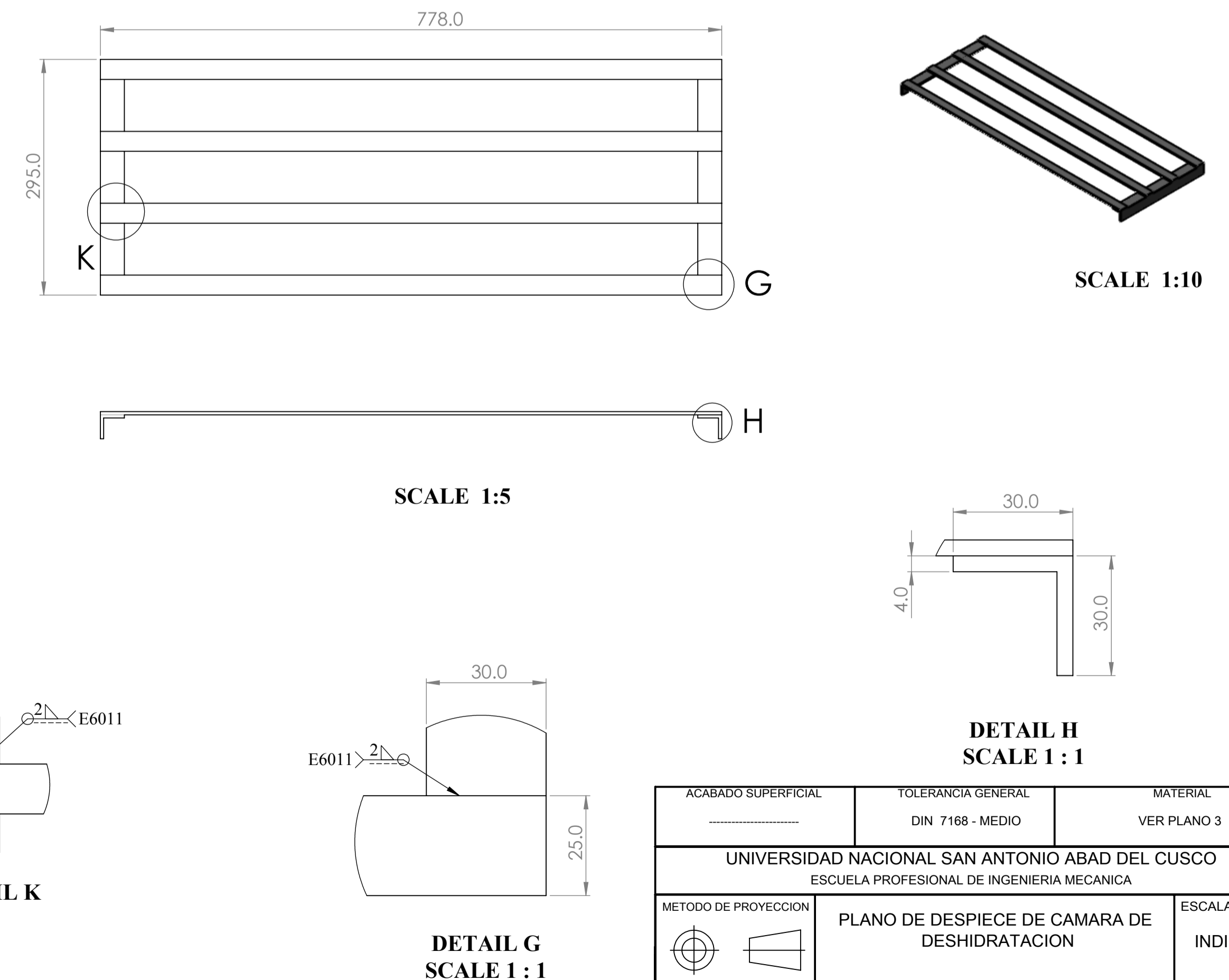
CUBIERTA DE CAMARA DE DESHIDRATACION



SOPORTE DE CHIMENEA



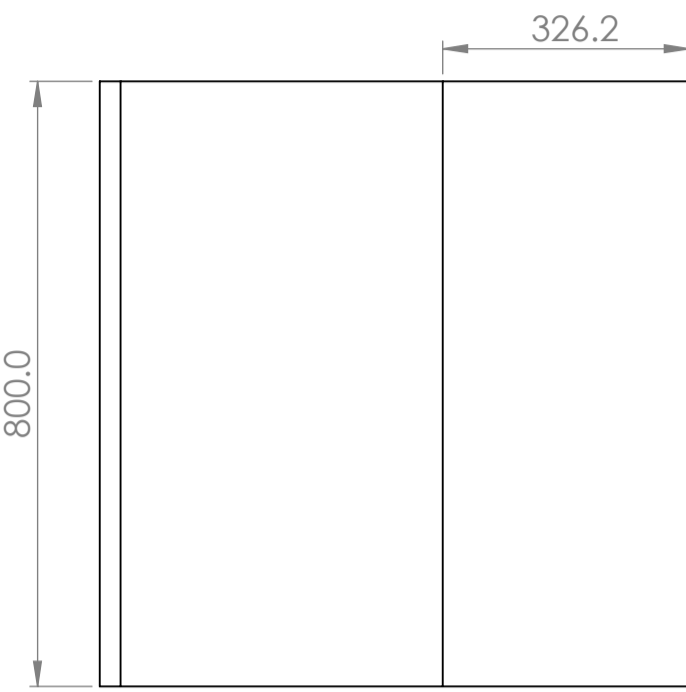
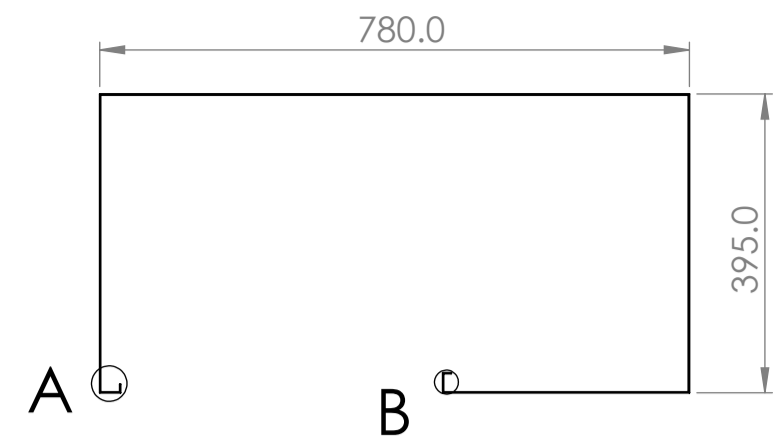
COLGADOR DE CARNE



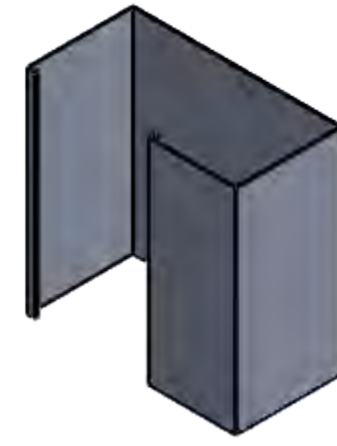
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 3
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE CAMARA DE DESHIDRATACION	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA	A1-LAMINA 05

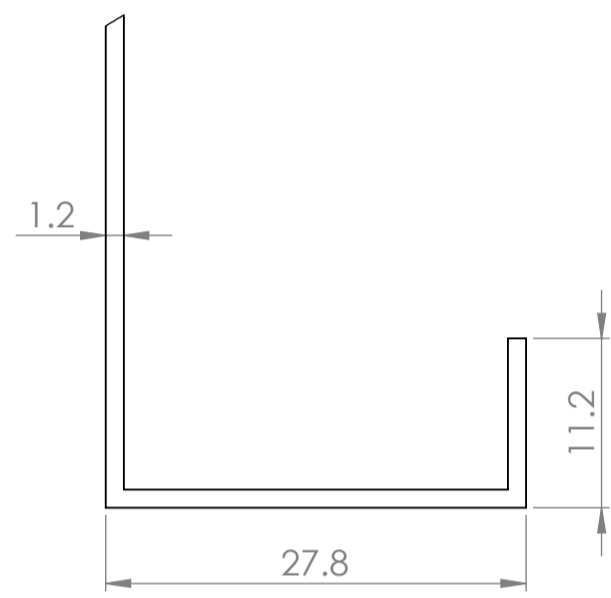
CUBIERTA PRINCIPAL DE CAMARA DE DESHIDRATACION



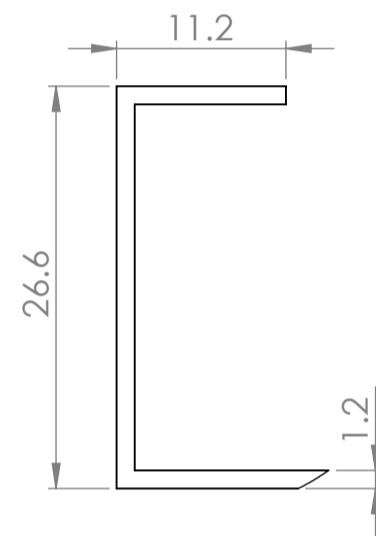
SCALE



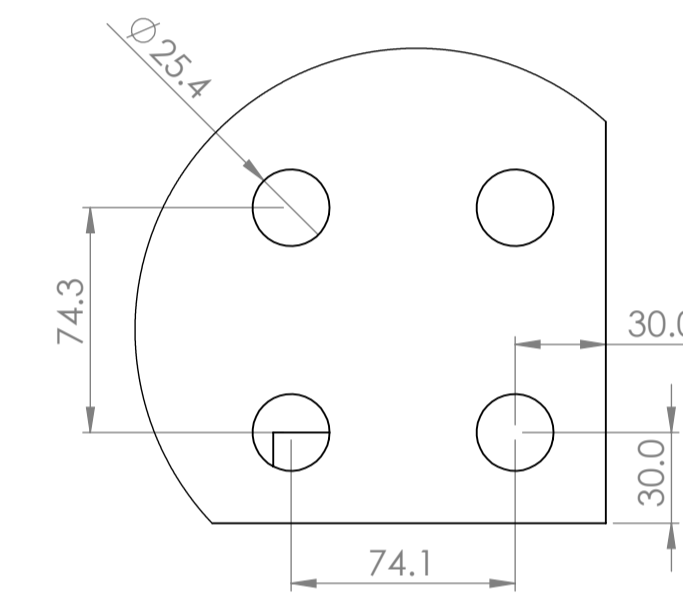
SCALE



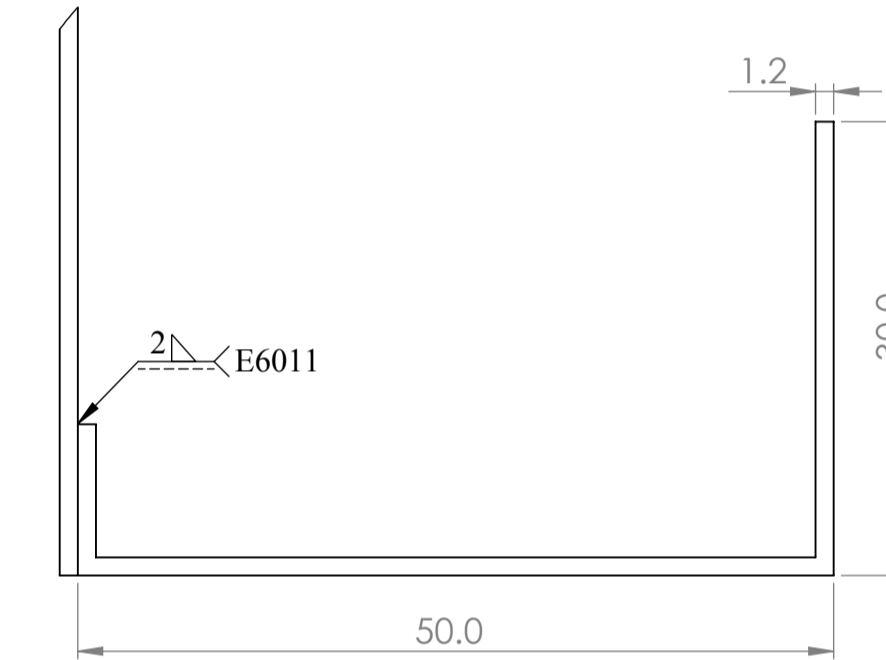
DETAIL A
SCALE 2 : 1



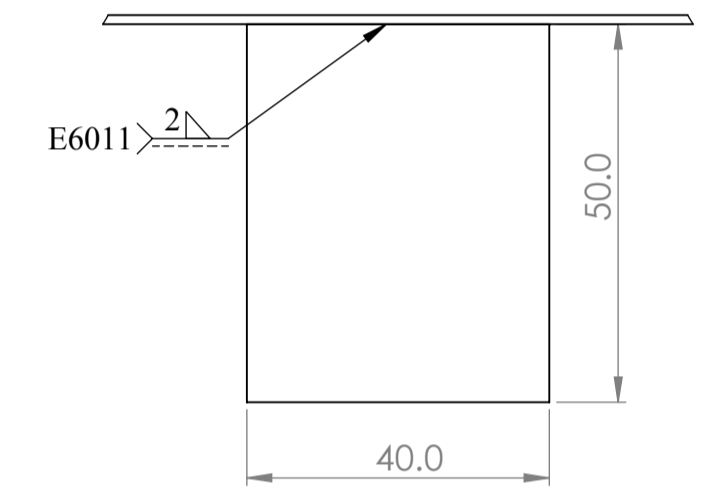
DETAIL B
SCALE 2 : 1



DETAIL D
SCALE 2 : 5

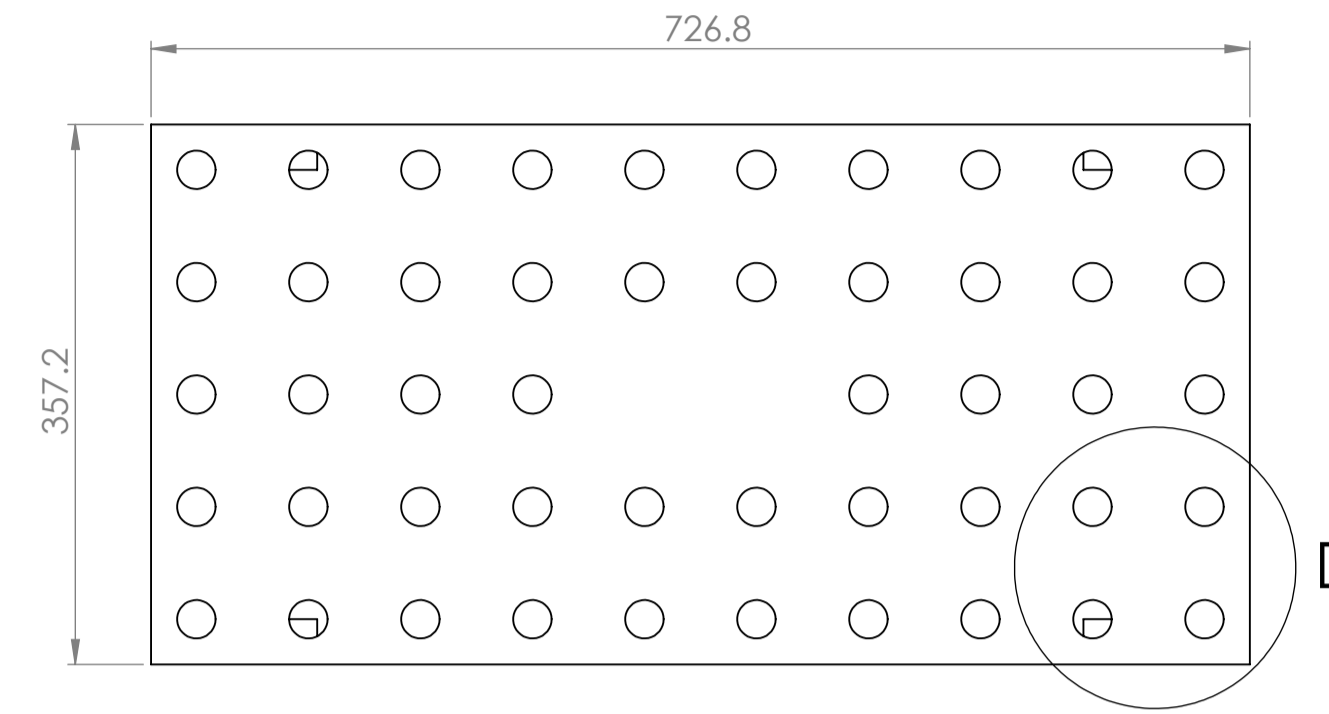
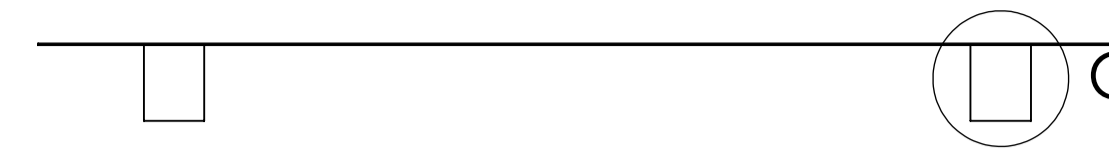


DETAIL E
SCALE 2 : 1



DETAIL C
SCALE 1 : 1

DISTRIBUIDORA DE AIRE

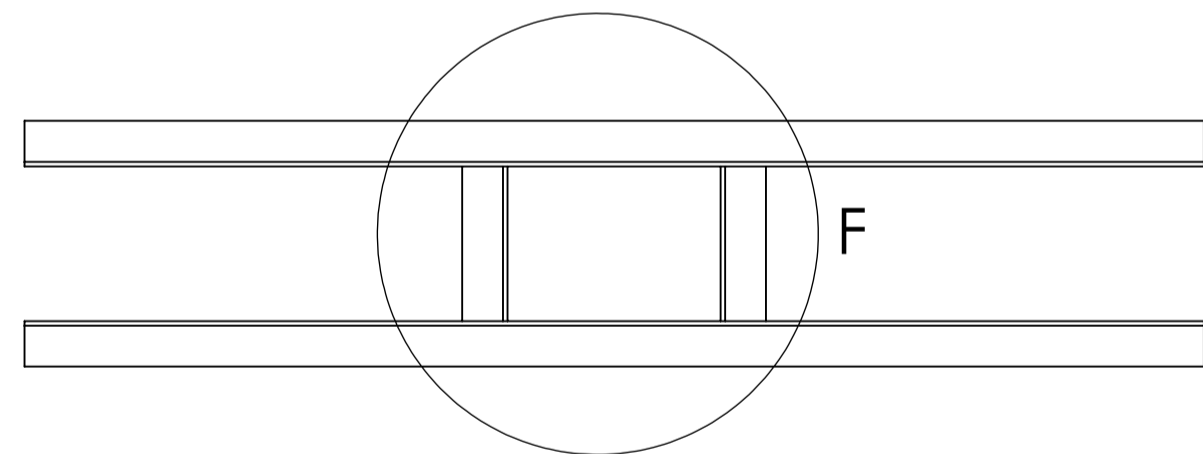


SCALE

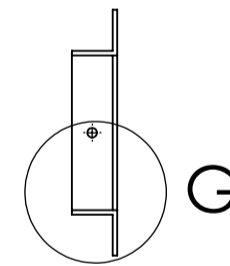


SCALE

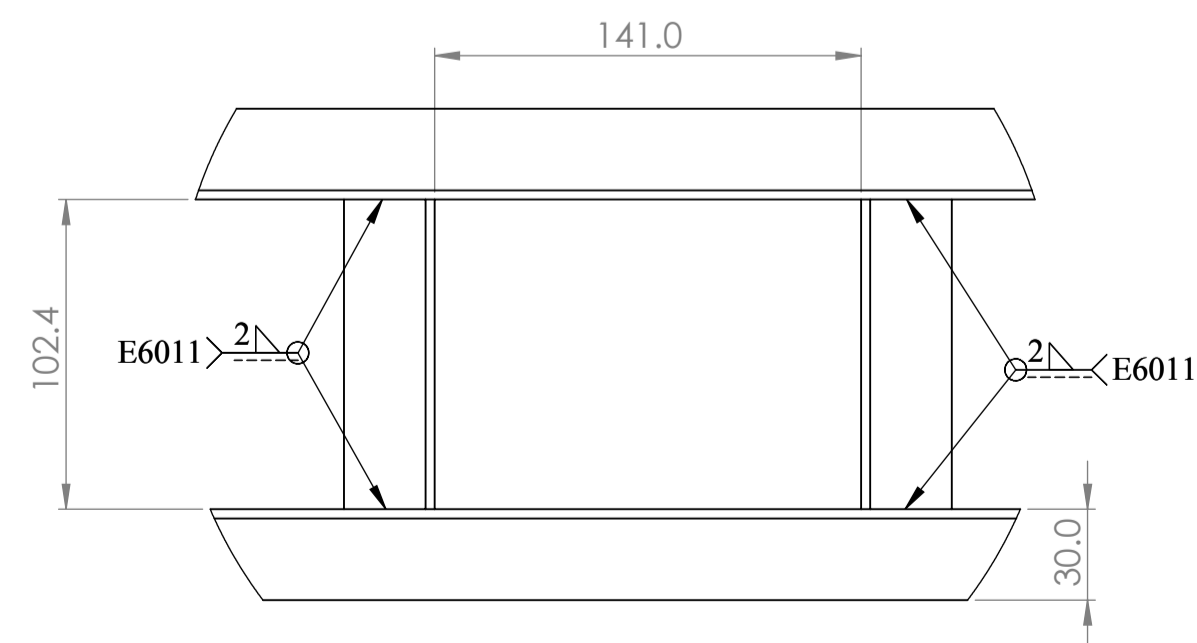
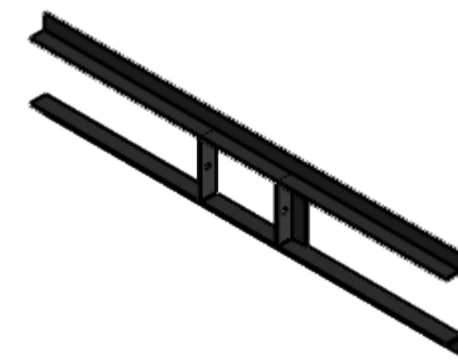
SOPORTE DE DUCTO EXTERIOR



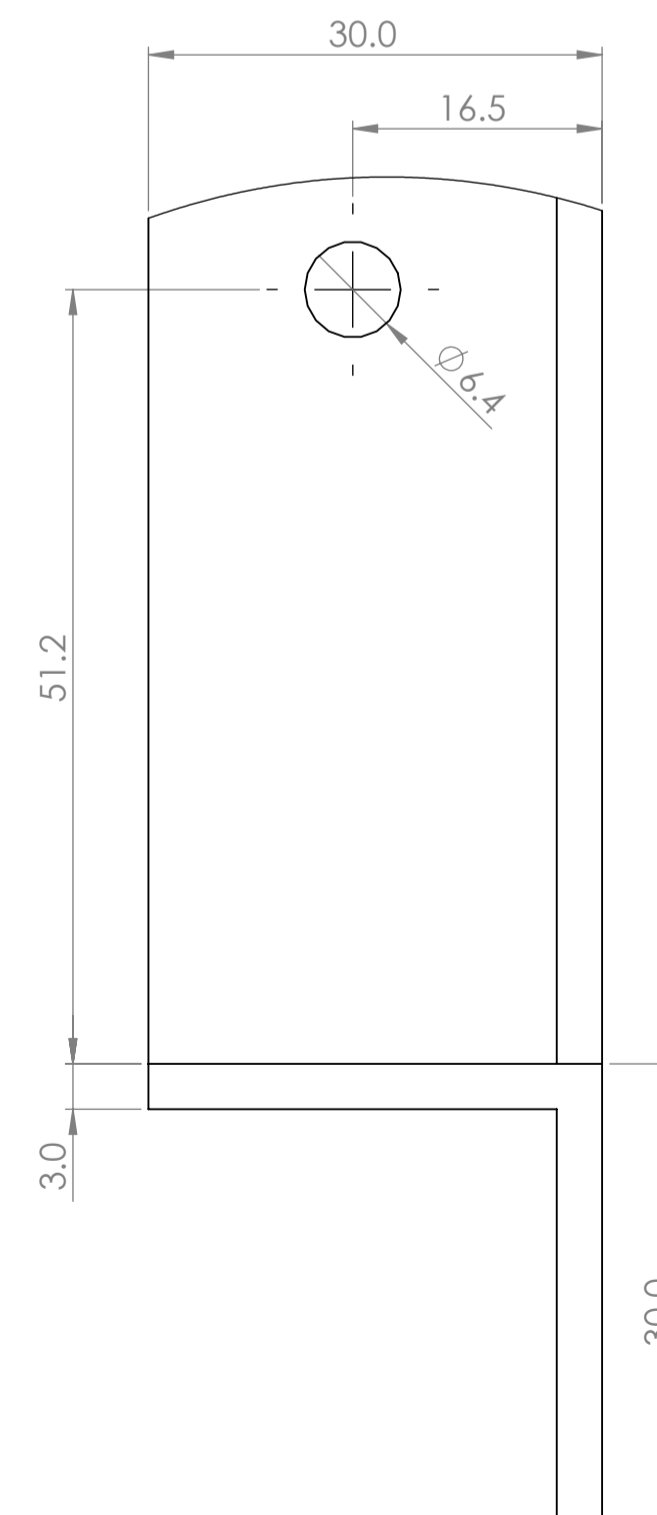
SCALE



SCALE



DETAIL F
SCALE 2 : 5

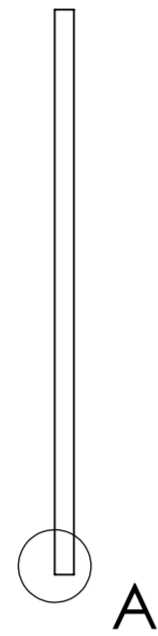
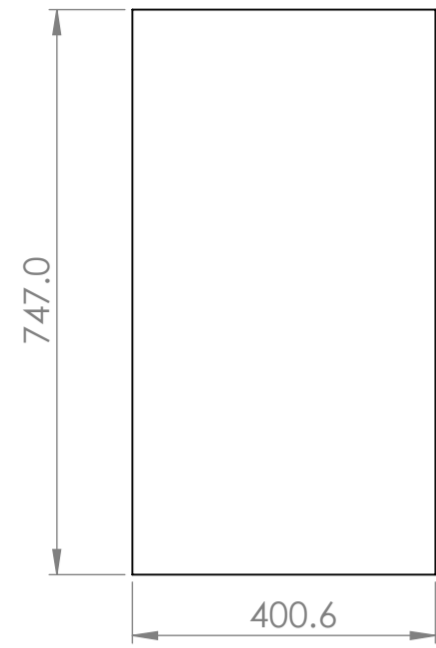


DETAIL G
SCALE 2 : 1

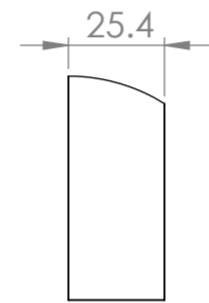
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
.....	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 3
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE CAMARA DE DESHIDRATACION	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 06

AISLANTE DE PUERTA

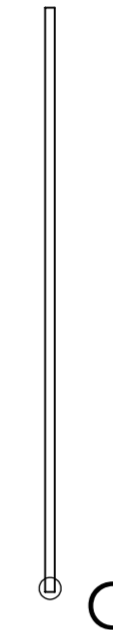
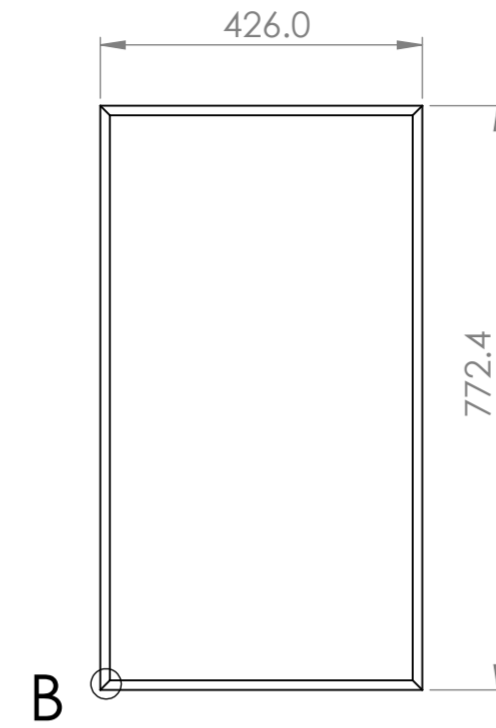


SCALE 1:10

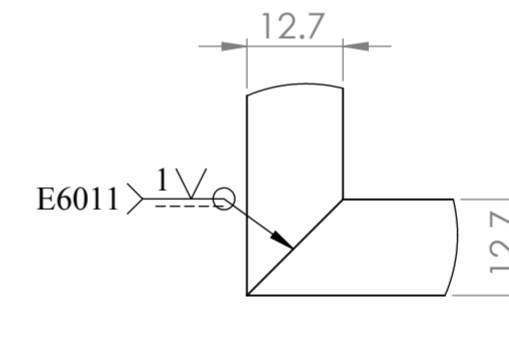
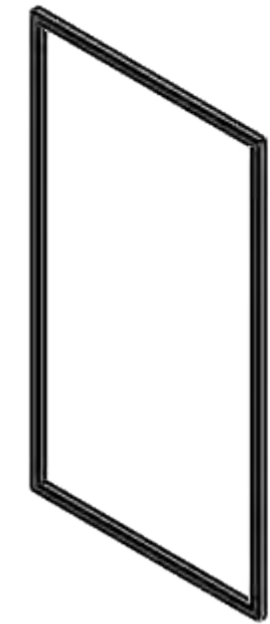


**DETAIL A
SCALE 1 : 2**

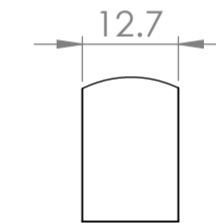
MARCO DE PUERTA



SCALE 1:10

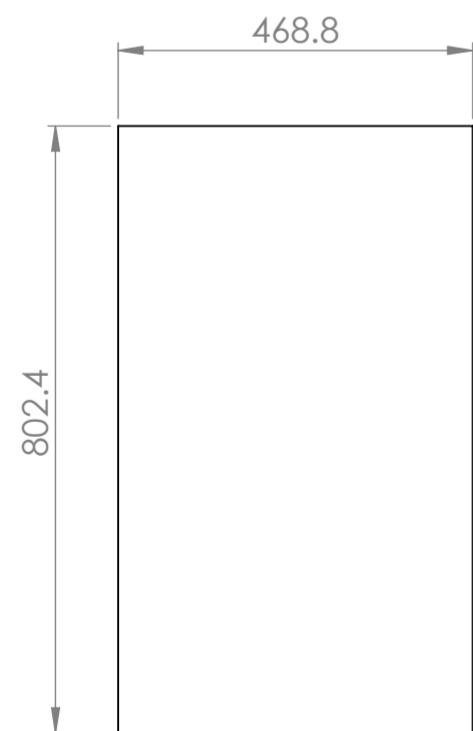


**DETAIL B
SCALE 1 : 1**

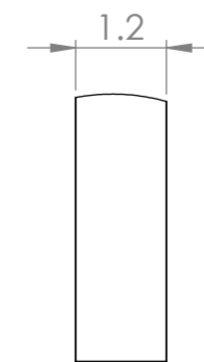


**DETAIL C
SCALE 1 : 1**

CUBIERTA DE PUERTA



SCALE 1:10

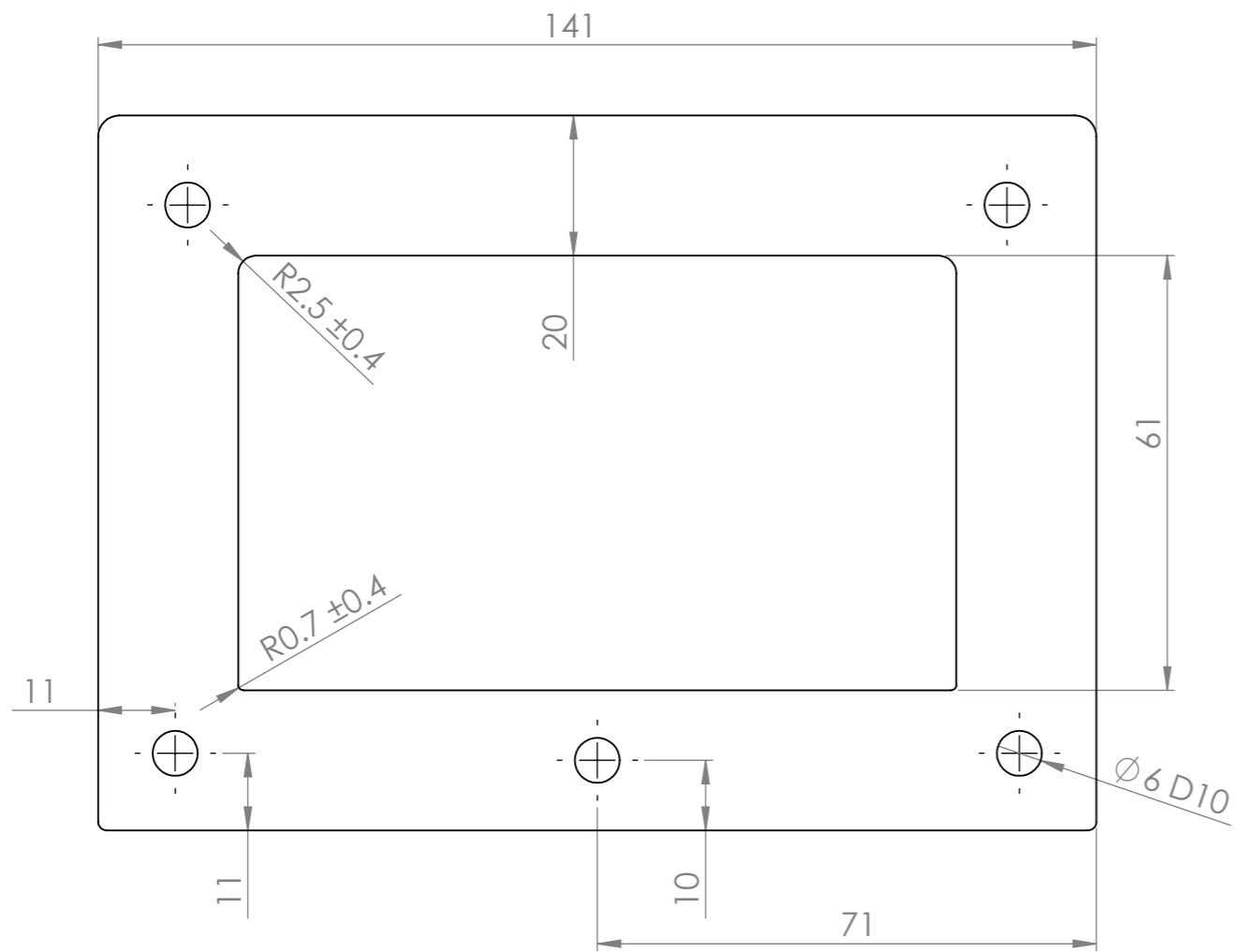


**DETAIL D
SCALE 10 : 1**

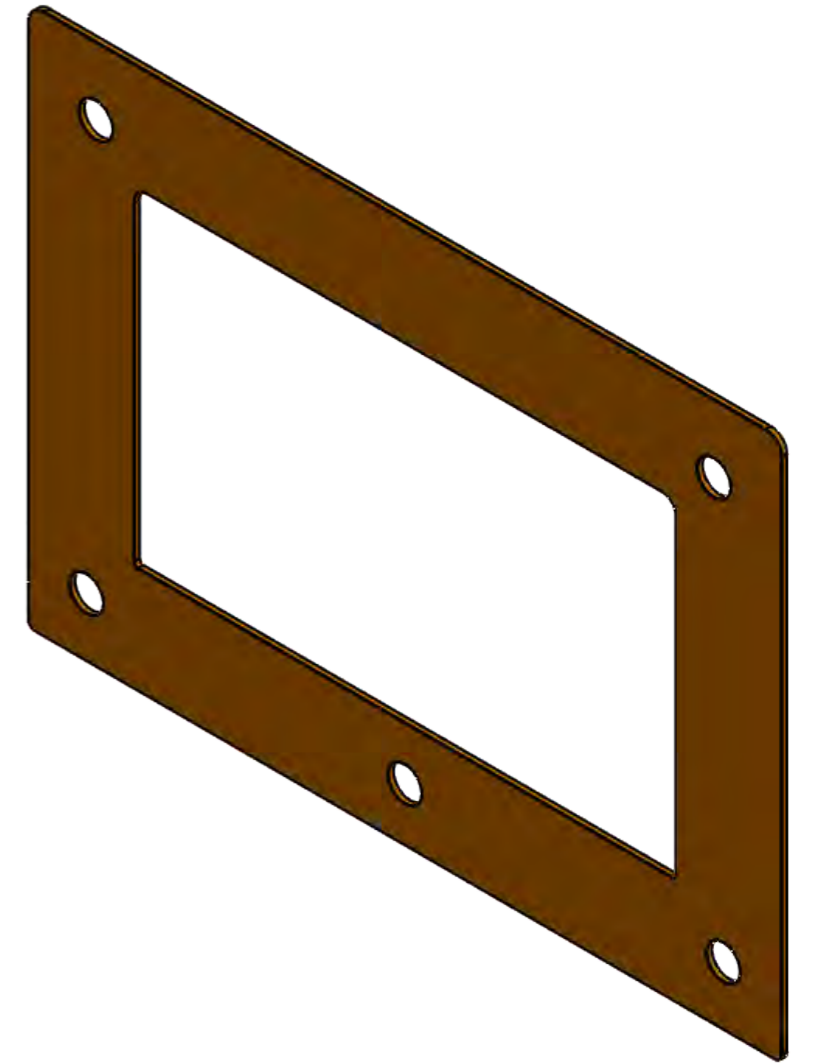
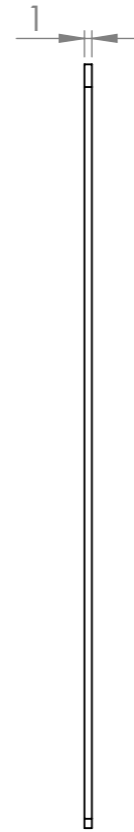
**TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168**

GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-----	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 3
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DESPIECE DE CAMARA DE DESHIDRATACION	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A5-LAMINA 07	



SCALE 1:1

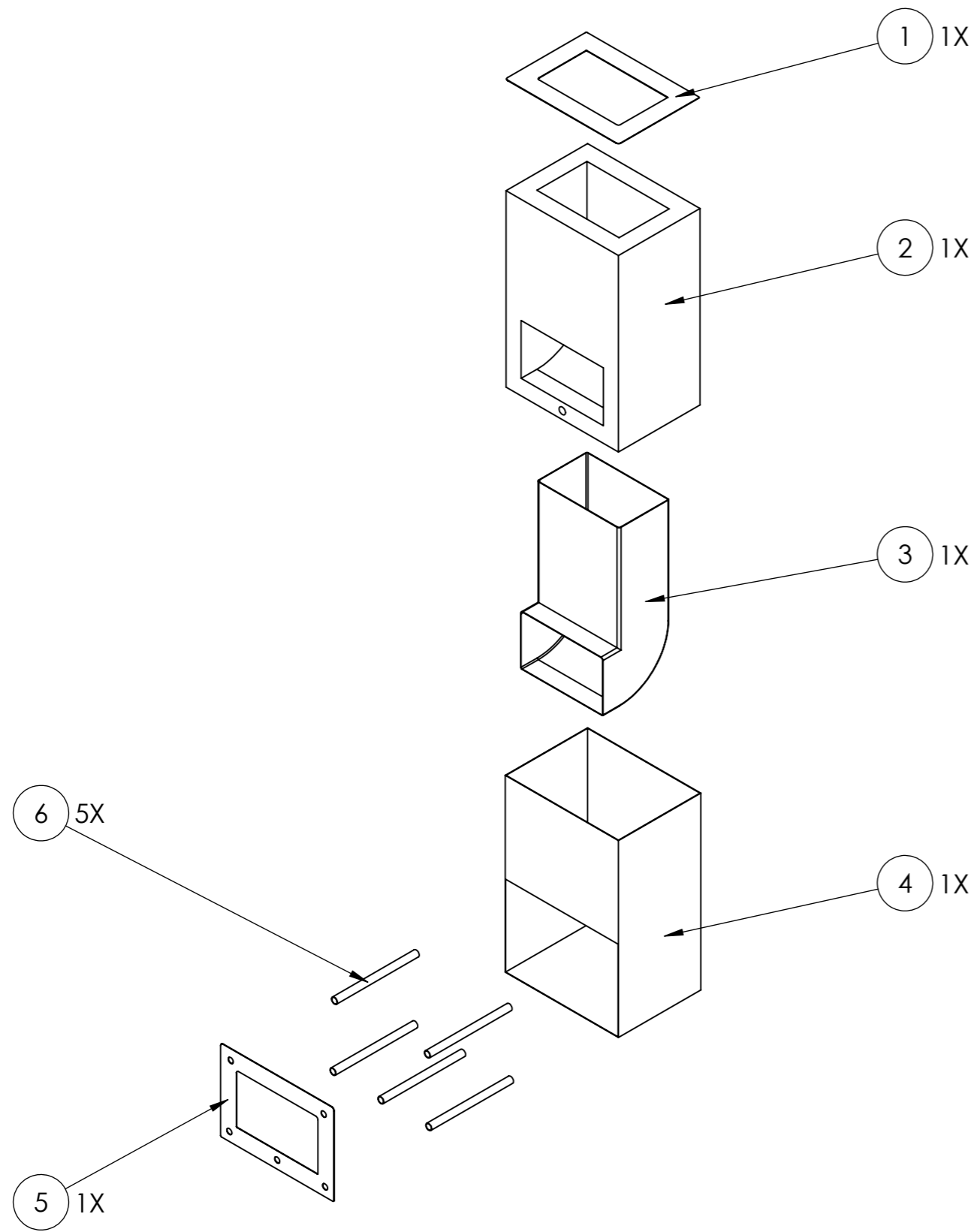


SCALE 1:1

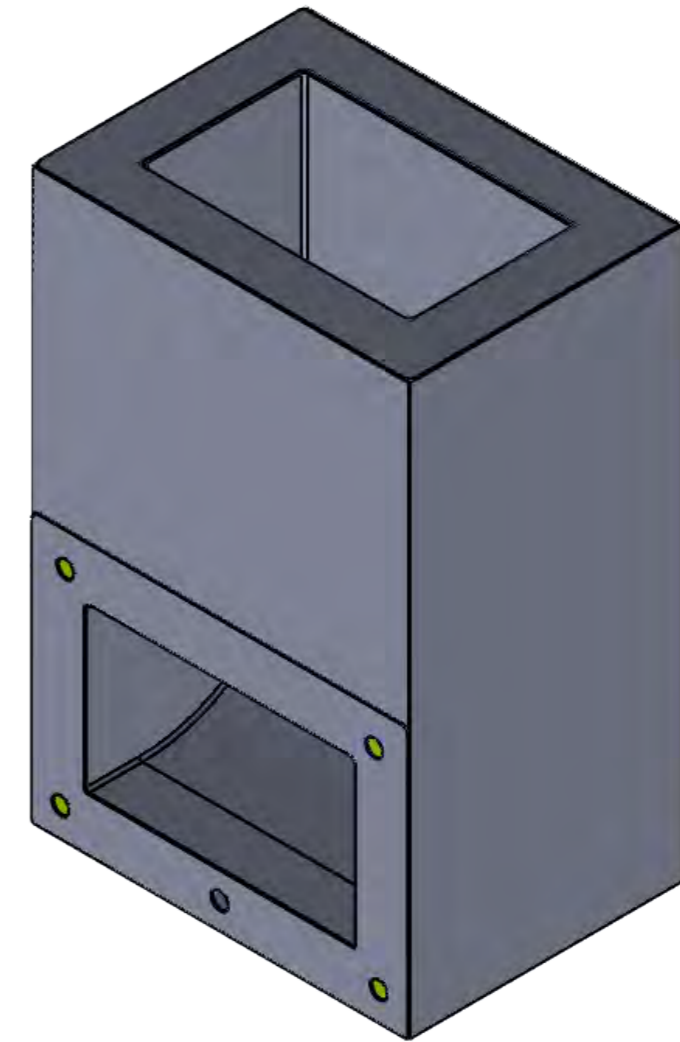
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400
BASTO	±0.15	±0.5	±0.8	±1.2

6D10	6.098	6.040
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL -----	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - BASTO	MATERIAL NEOPRENO
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE DESPIECE DE EMPAQUE DE DUCTO EXTERNO	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 11/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A3-LAMINA 08	



SCALE 1:5

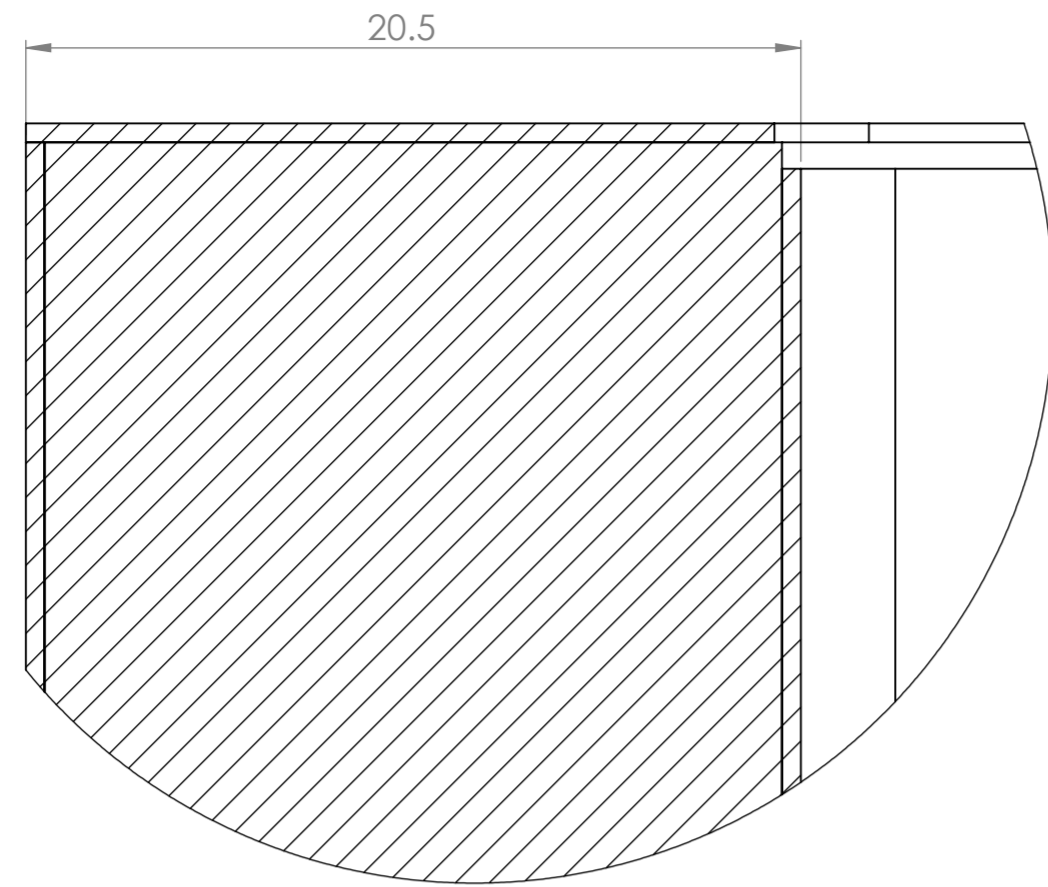


SCALE 1:2

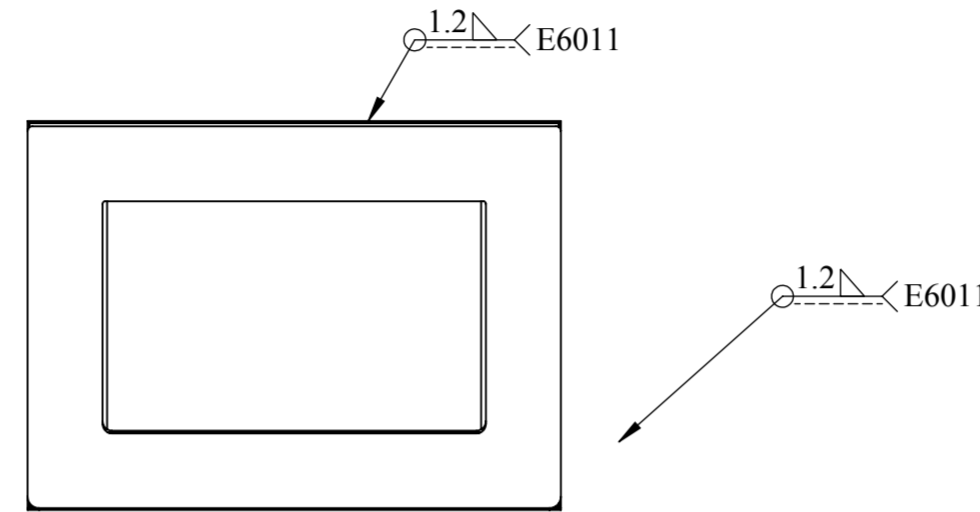
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
06	05	GUIAS DE PERNO	ASTM	A653	VER PLANO 11
05	01	TAPA INFERIOR DE DUCTO EXTERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 12
04	01	TUBO 02	ASTM	A653	VER PLANO 11
03	01	TUBO 01	ASTM	A653	VER PLANO 12
02	01	AISLANTE DE DUCTO EXTERIOR	ASTM	C665	VER PLANO 12
01	01	TAPA SUPERIOR DE DUCTO EXTERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 12

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

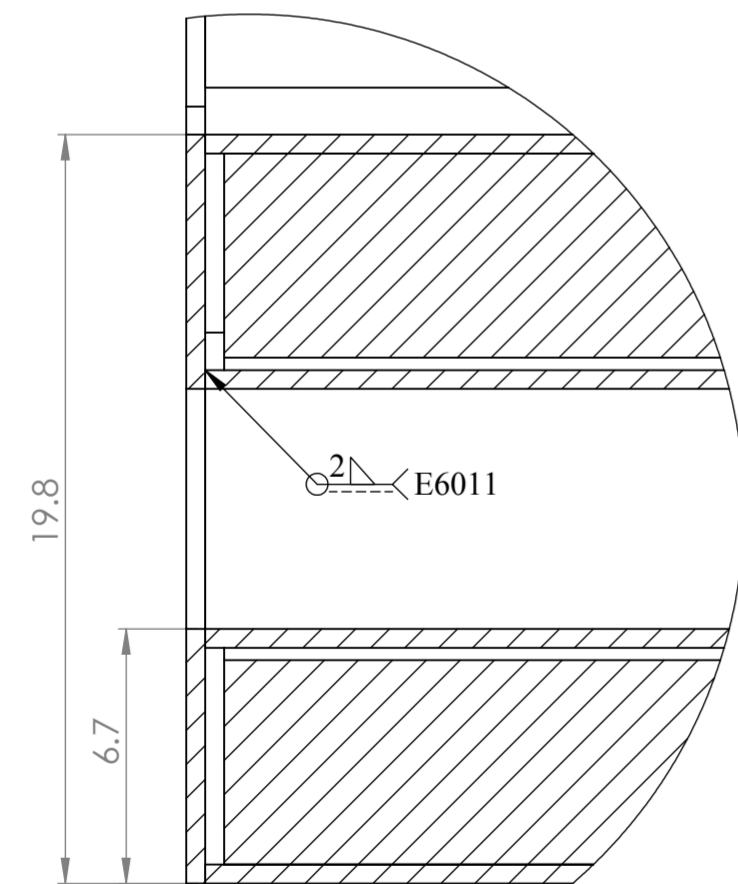
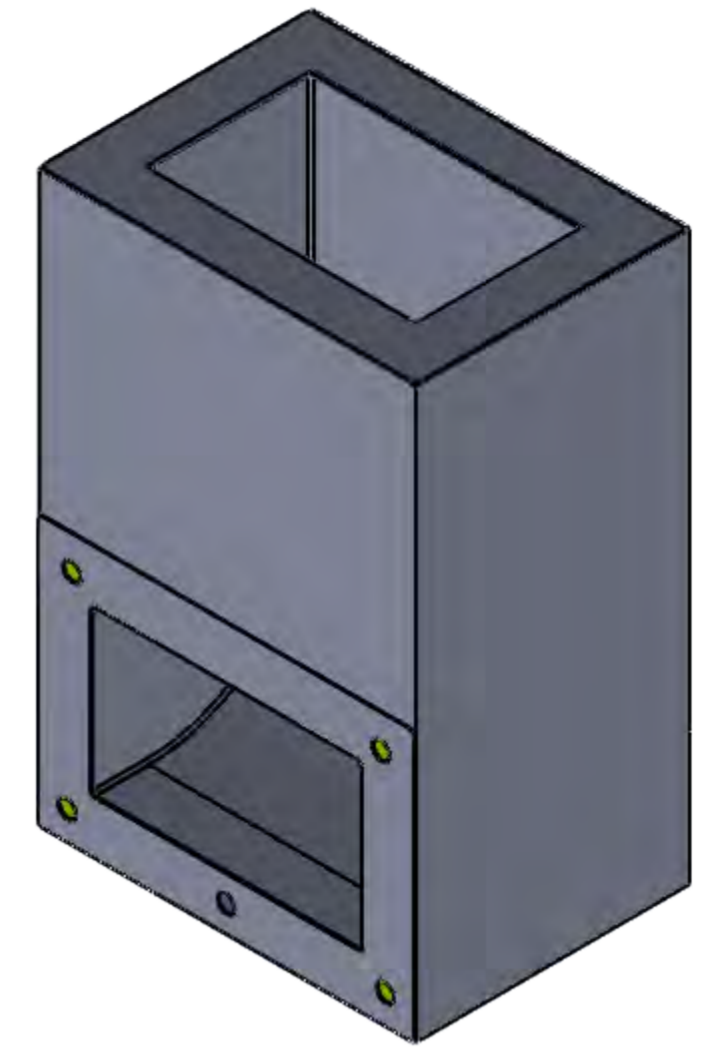
METODO DE PROYECCION		PLANO DE EXPLOSION DE DUCTO EXTERIOR	ESCALA		
			INDICADA		
CODIGO	051652 060462	NOMBRES:	BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA	10/05/2024
UNIDADES	MILIMETROS			LAMINA	A3-LAMINA 09



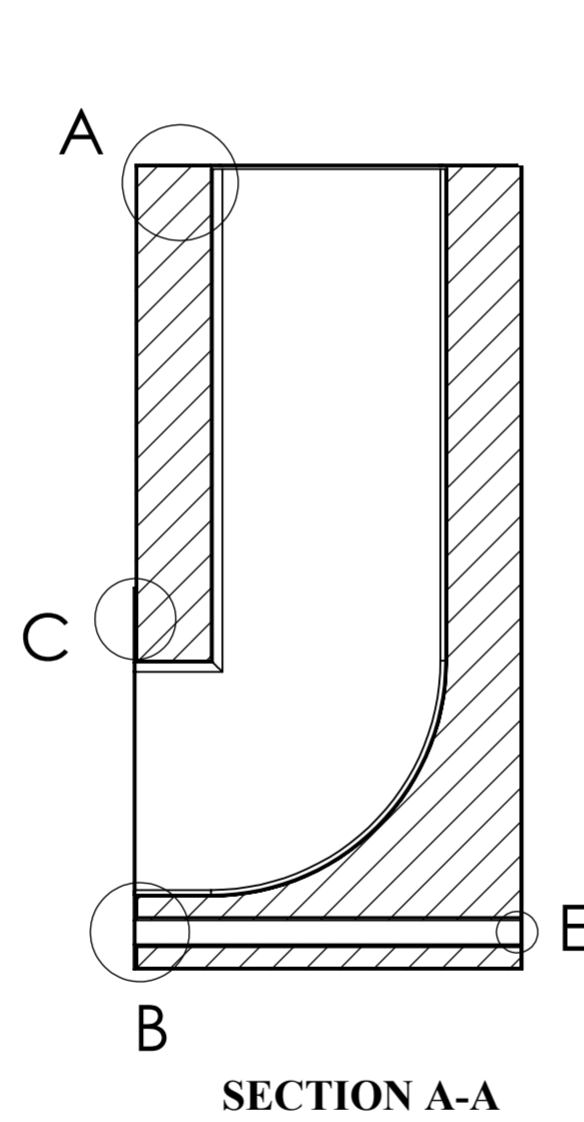
DETAIL A
SCALE 5 : 1



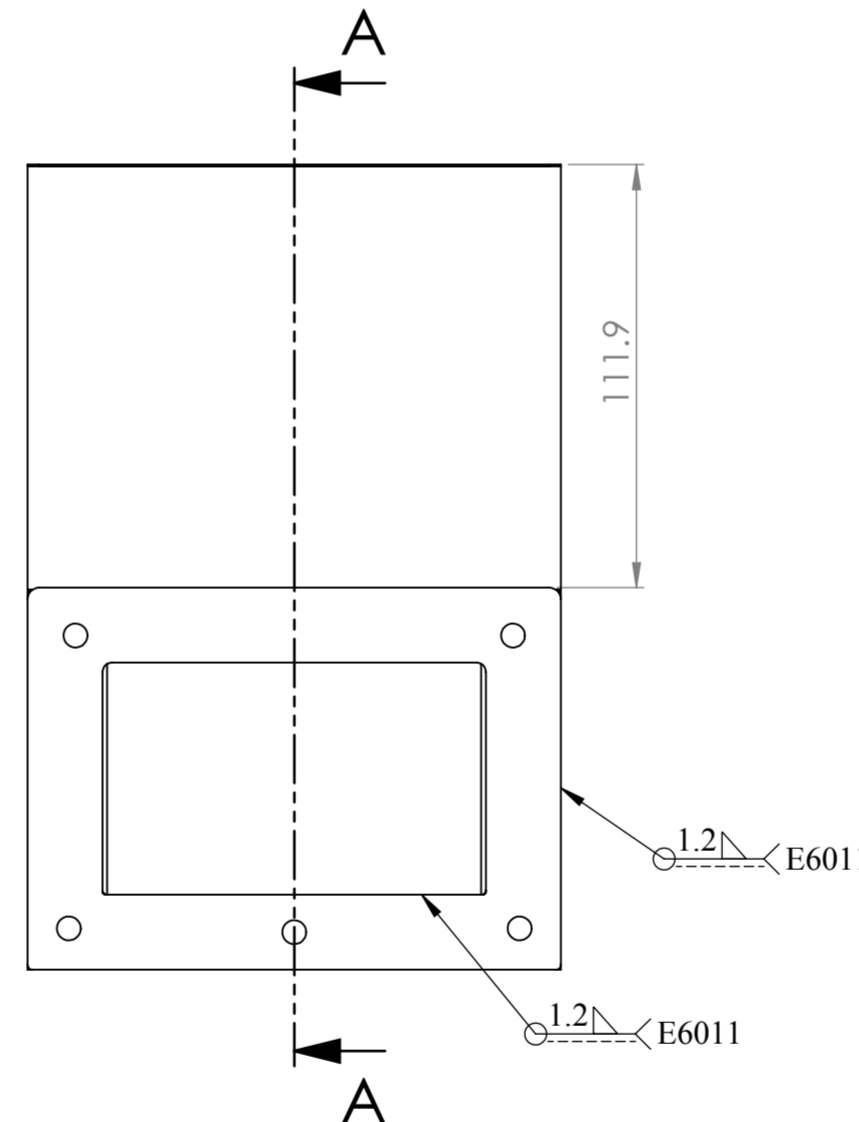
SCALE 1:2



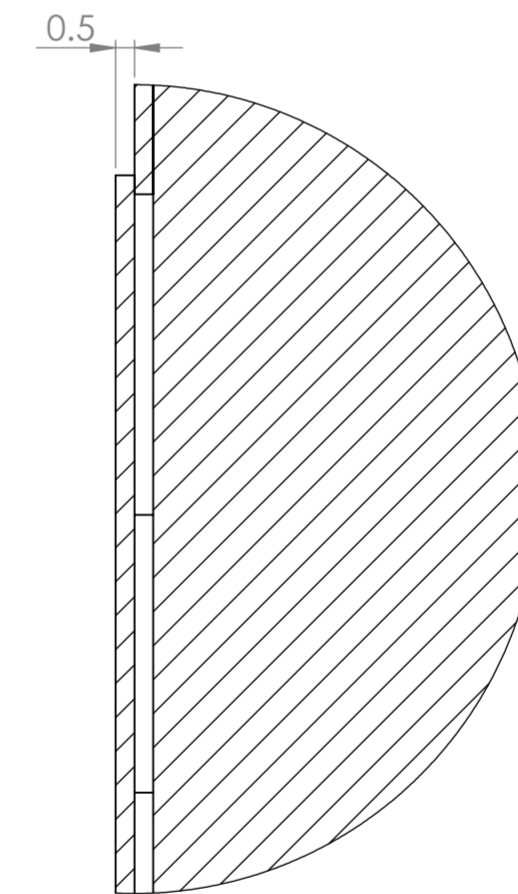
DETAIL B
SCALE 5 : 1



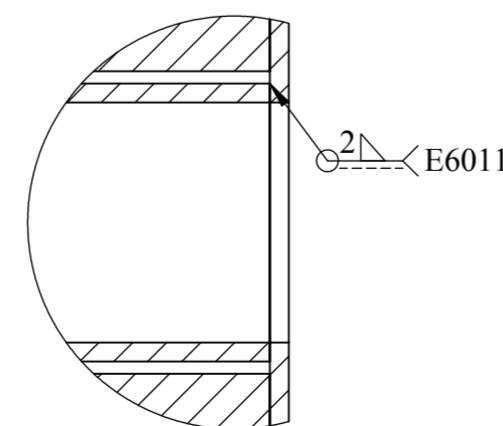
SECTION A-A



SCALE 1:2



DETAIL C
SCALE 5 : 1

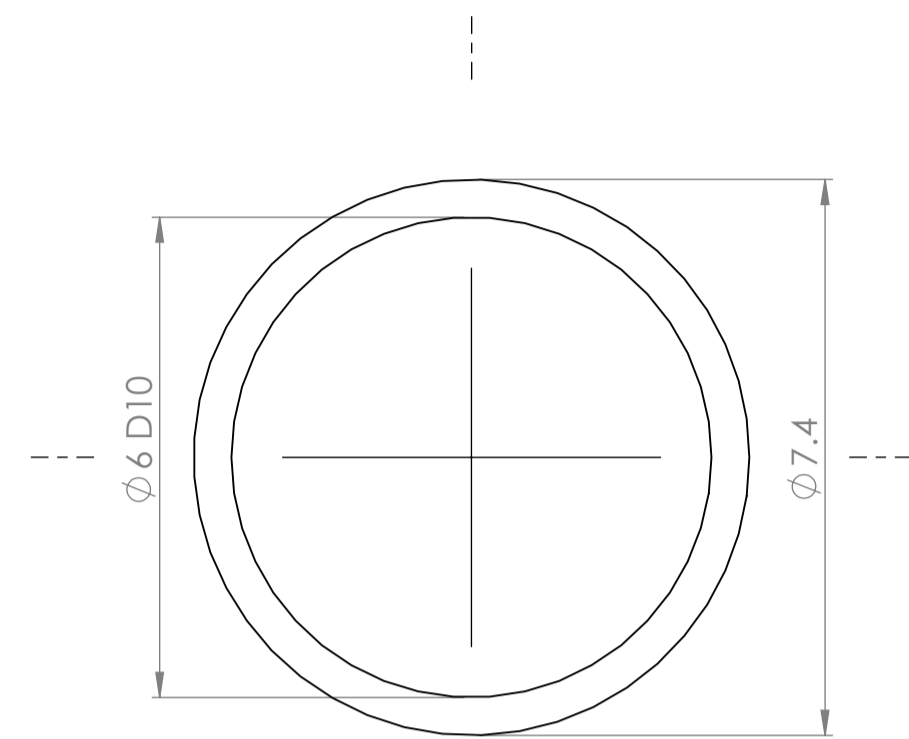
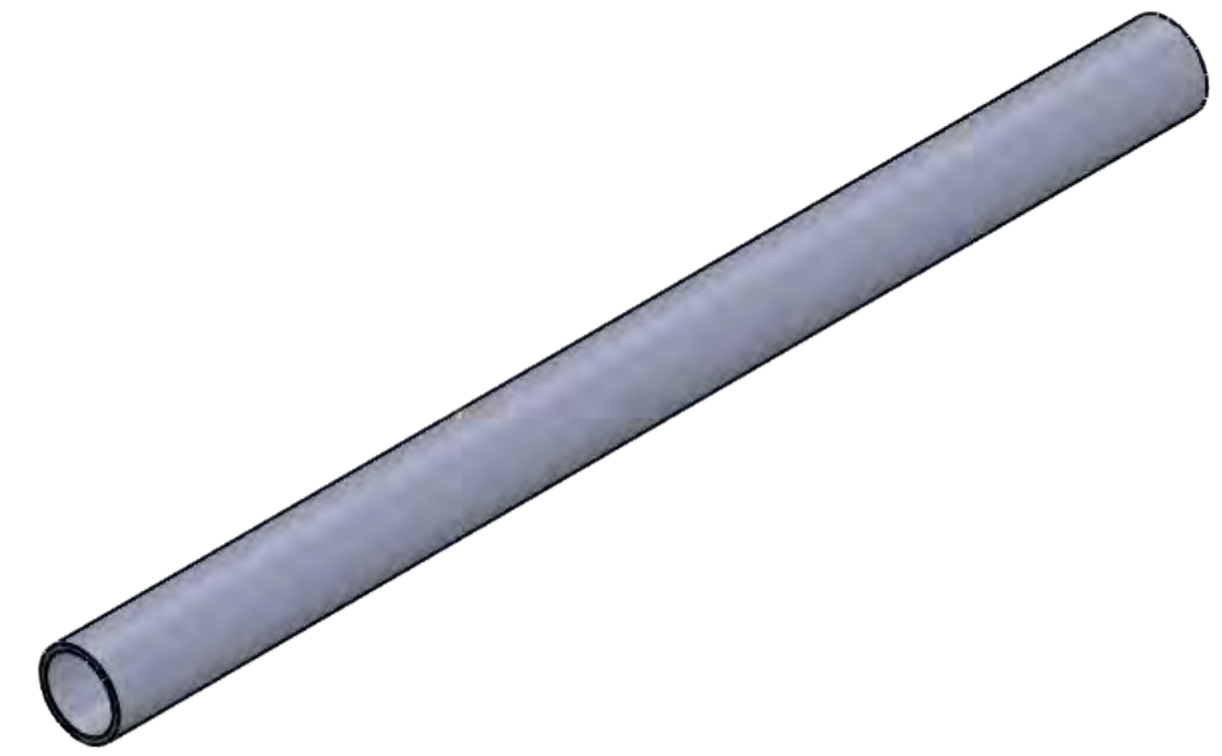


DETAIL E
SCALE 5 : 1

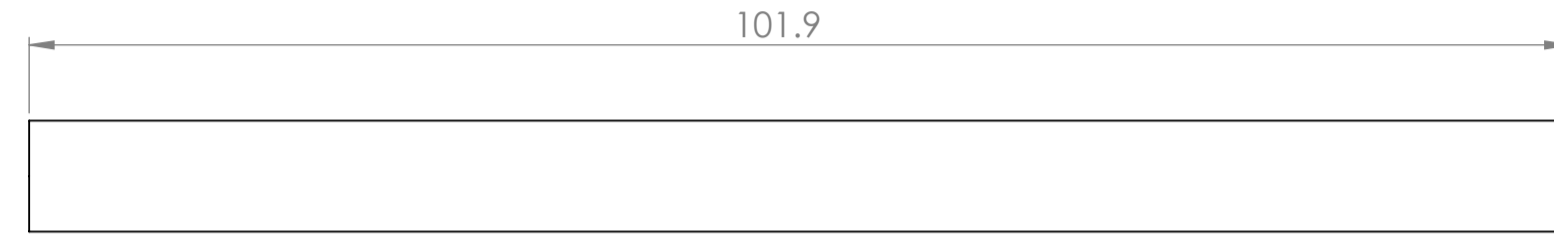
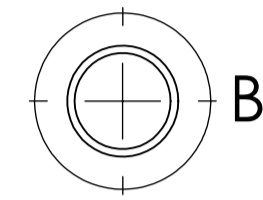
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3

ACABADO SUPERFICIAL -----	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL VER PLANO 9
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE ENSAMBLE DE DUCTO EXTERIOR	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A2-LAMINA 10	

GUIA DE PERNO

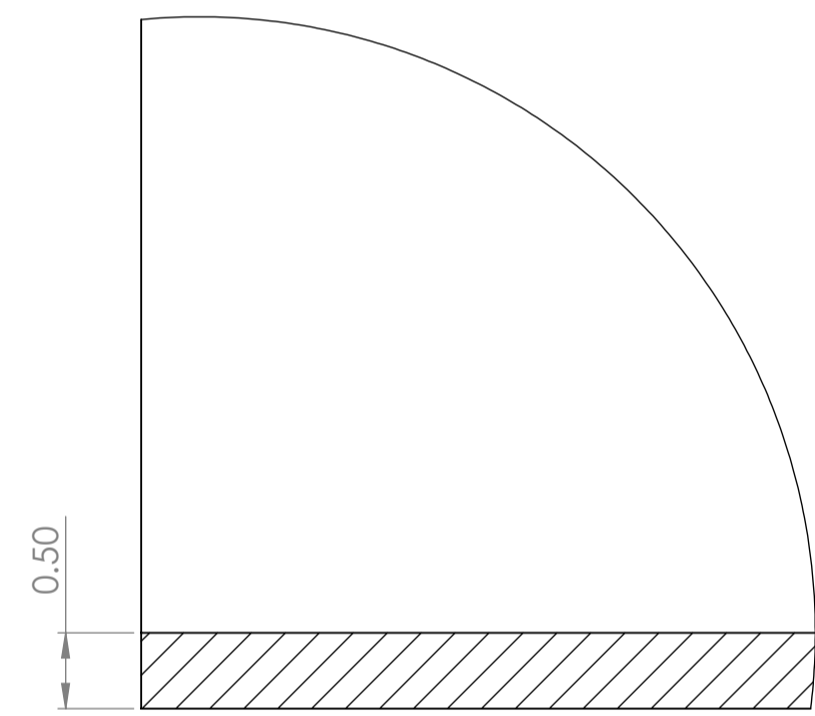


DETAIL B
SCALE 10 : 1

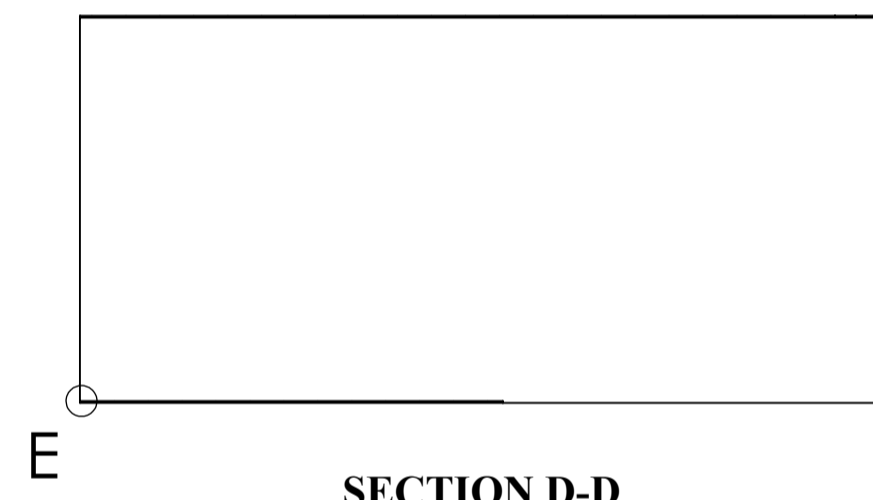


SCALE 2:1

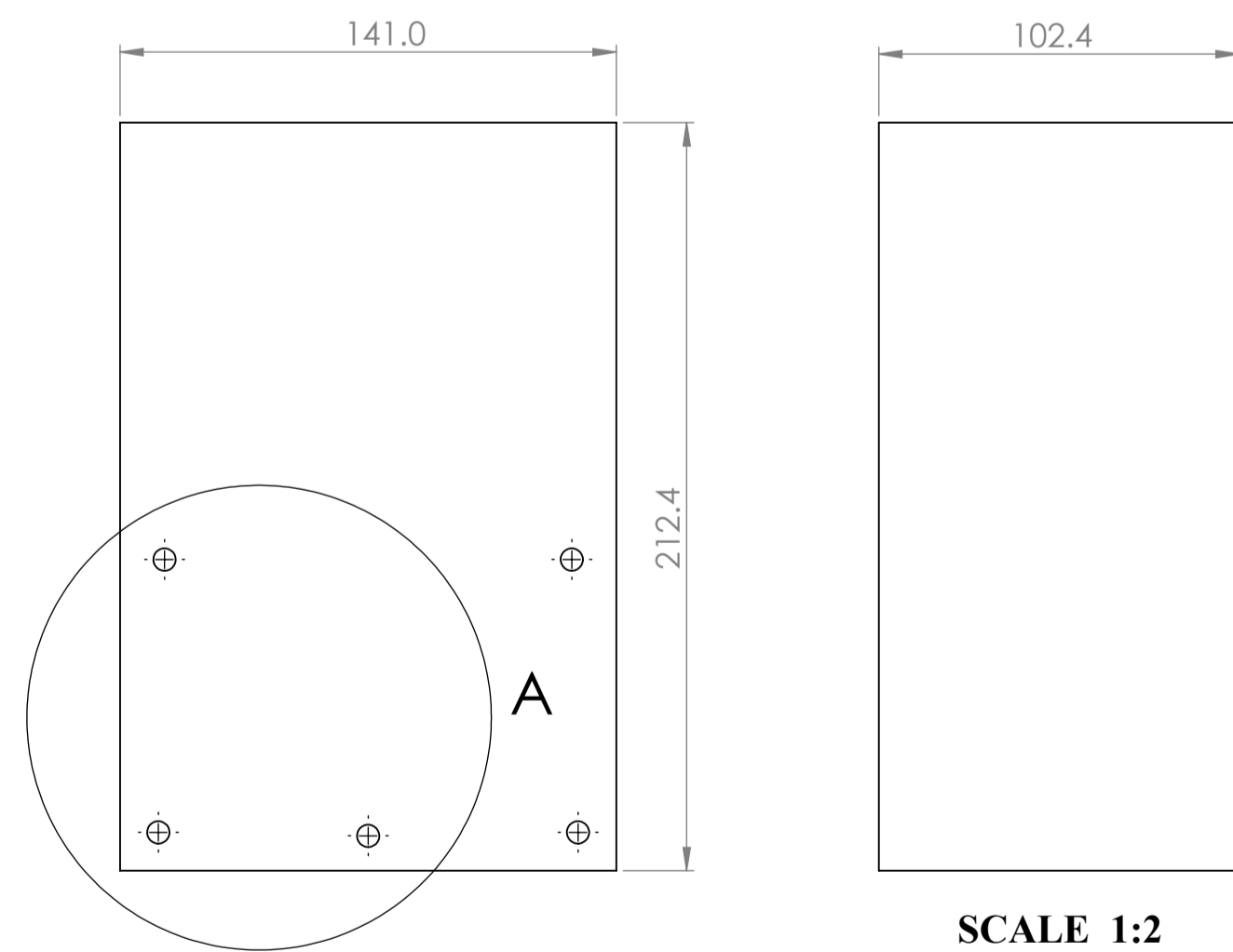
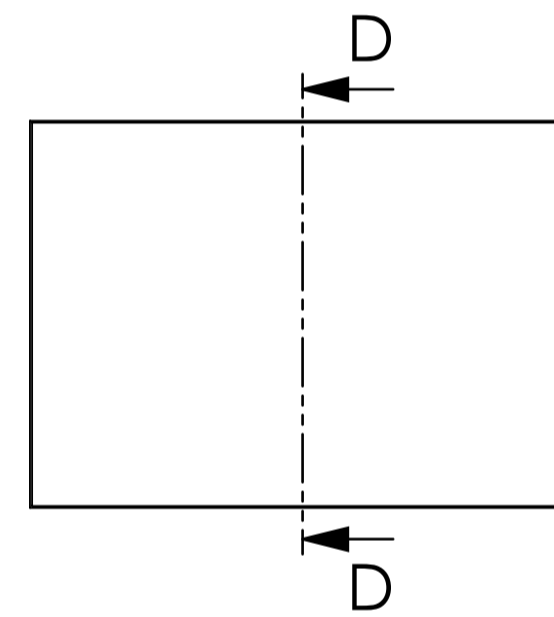
TUBO 02



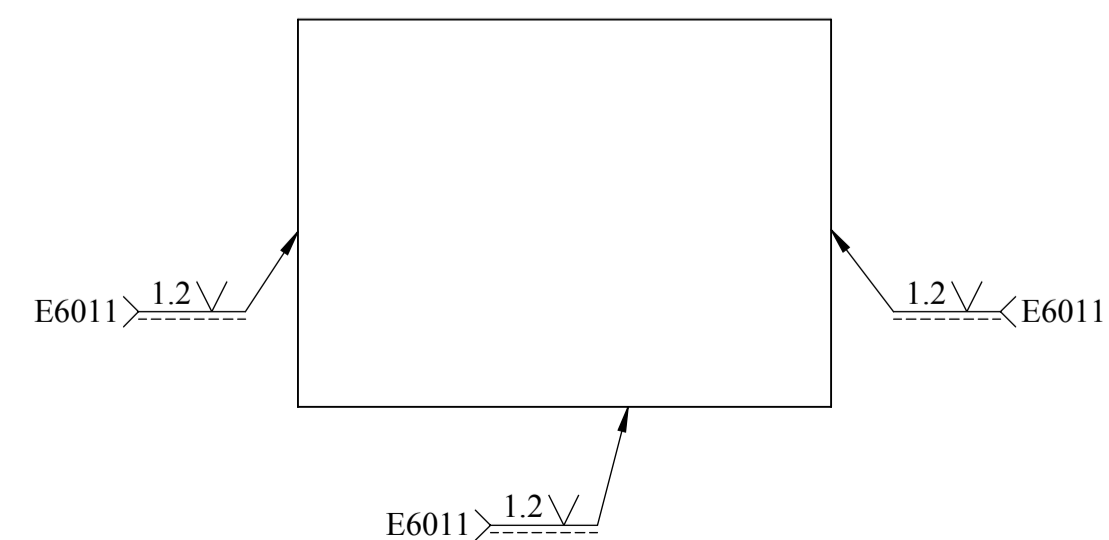
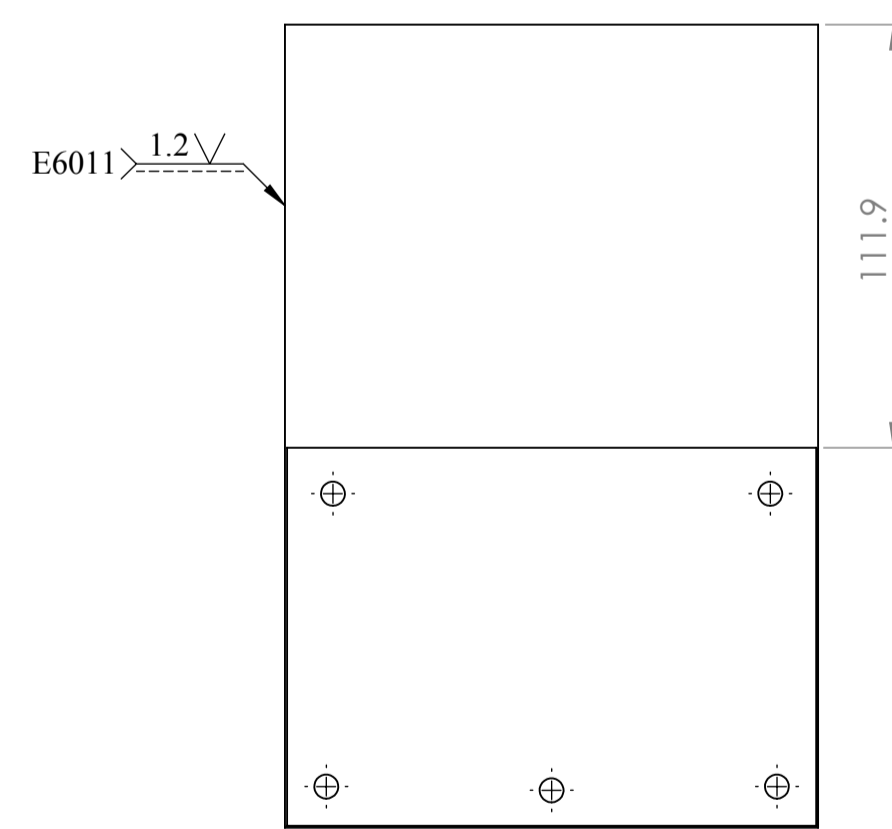
DETAIL E
SCALE 20 : 1



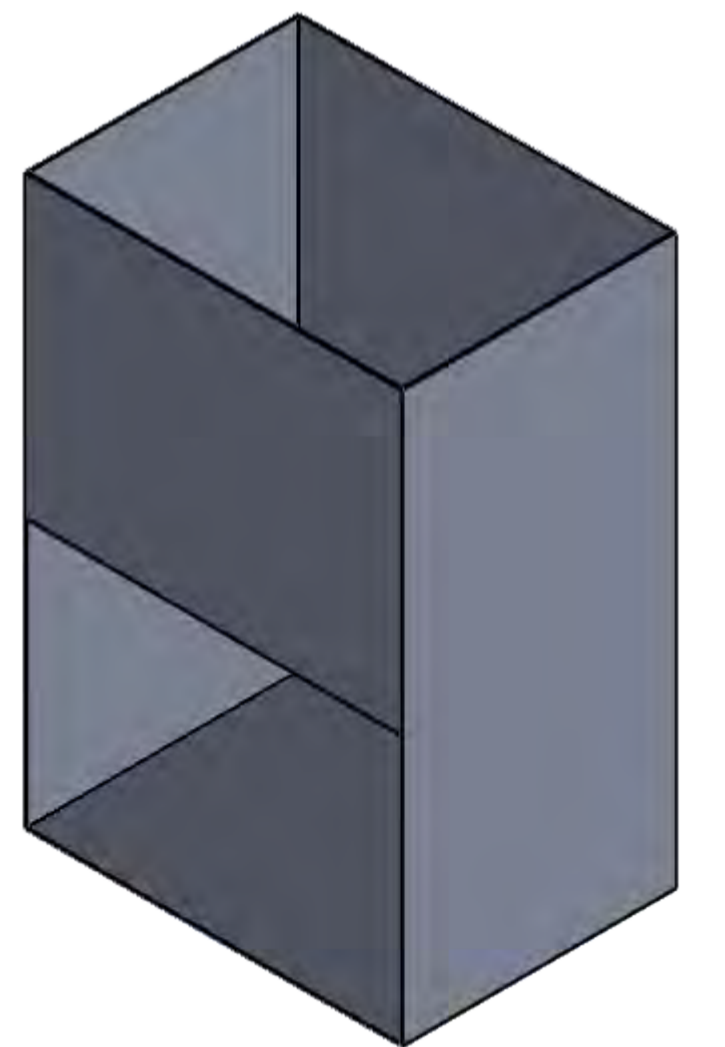
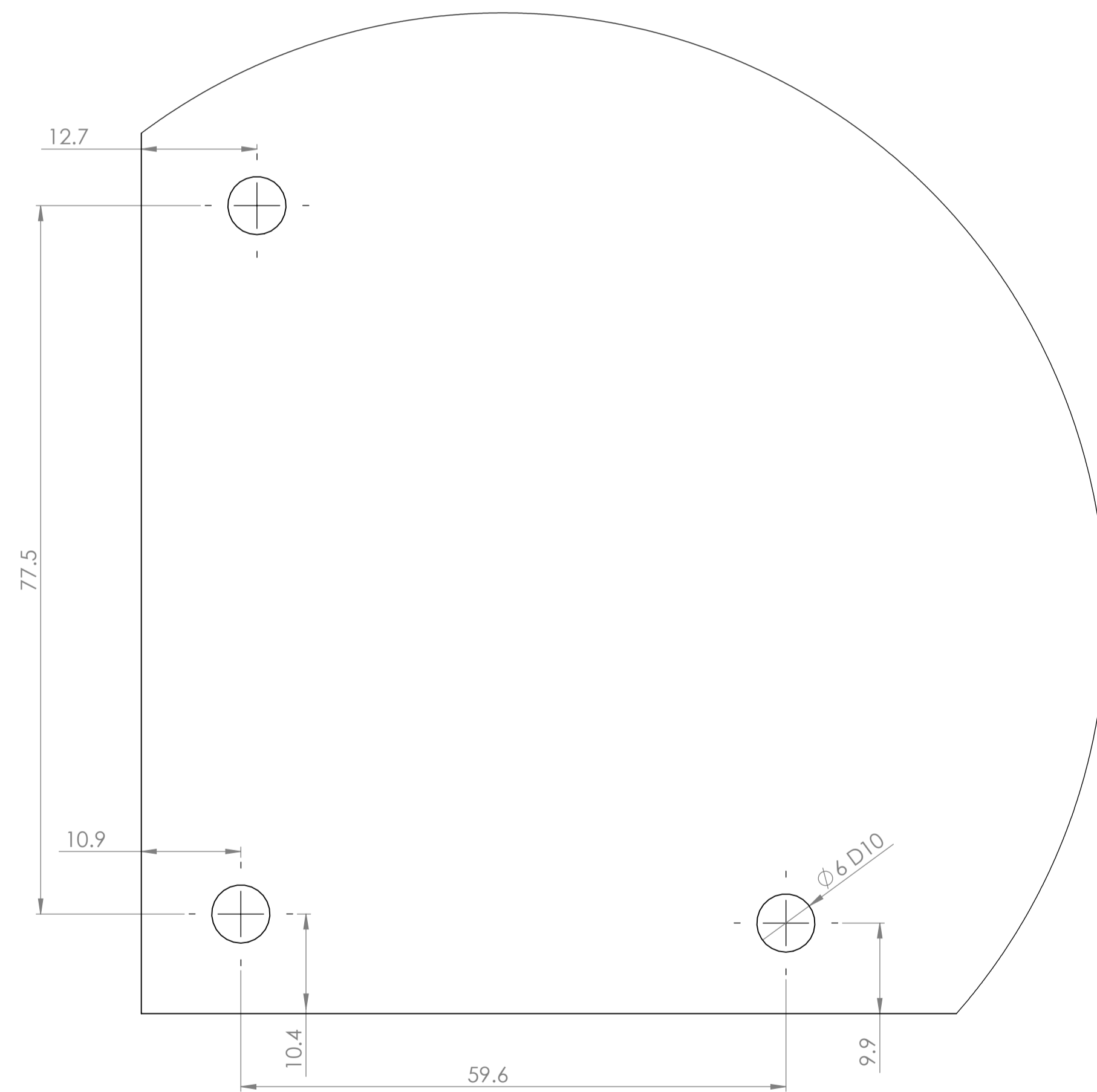
SECTION D-D



SCALE 1:2



DETAIL A
SCALE 2 : 1

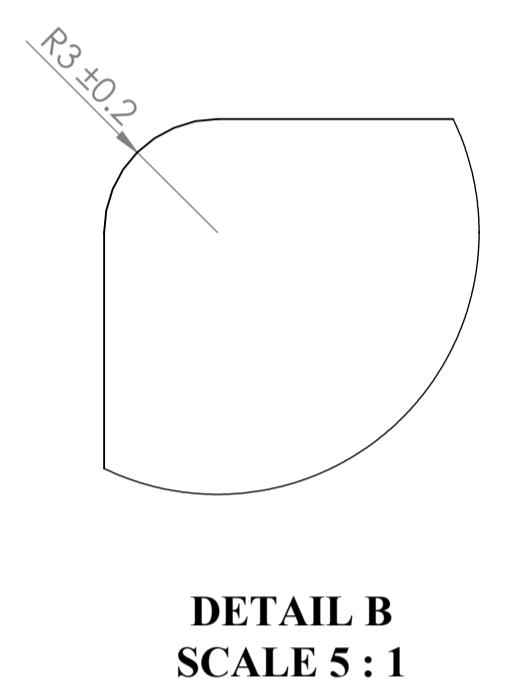
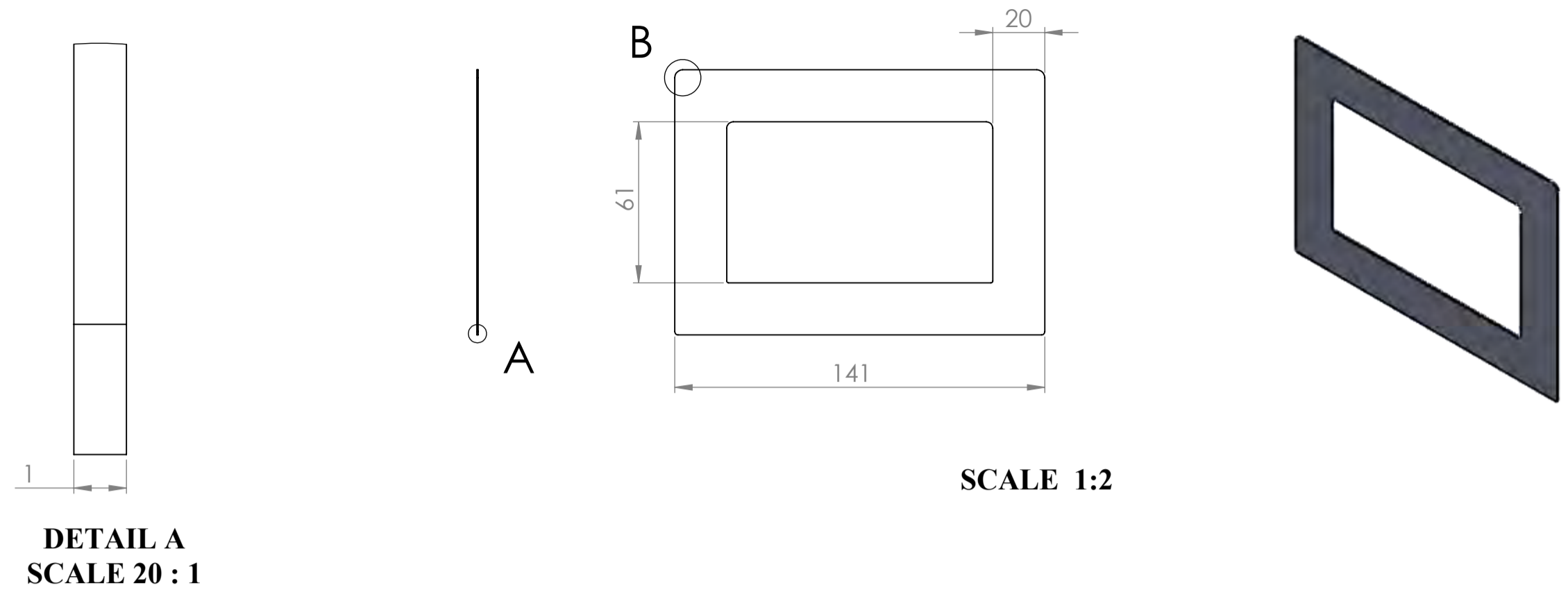


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

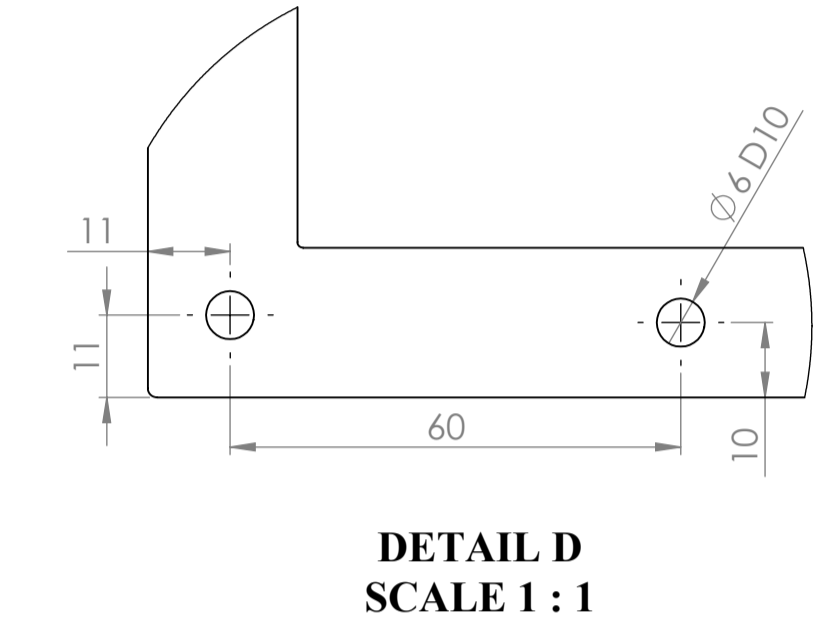
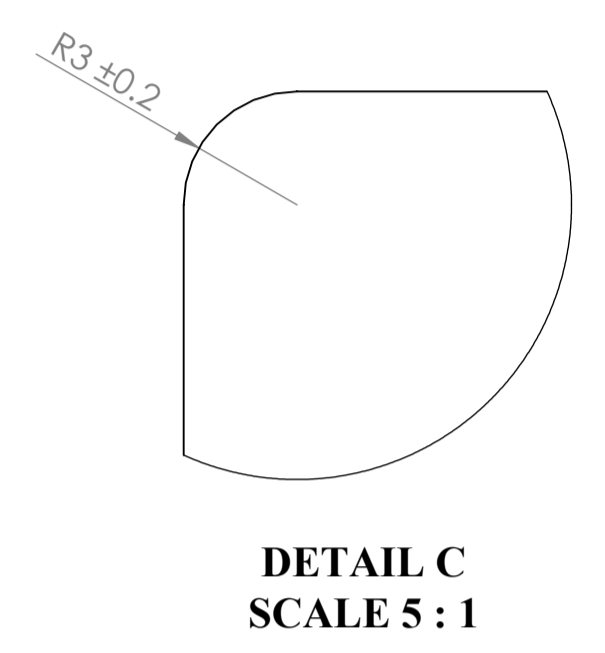
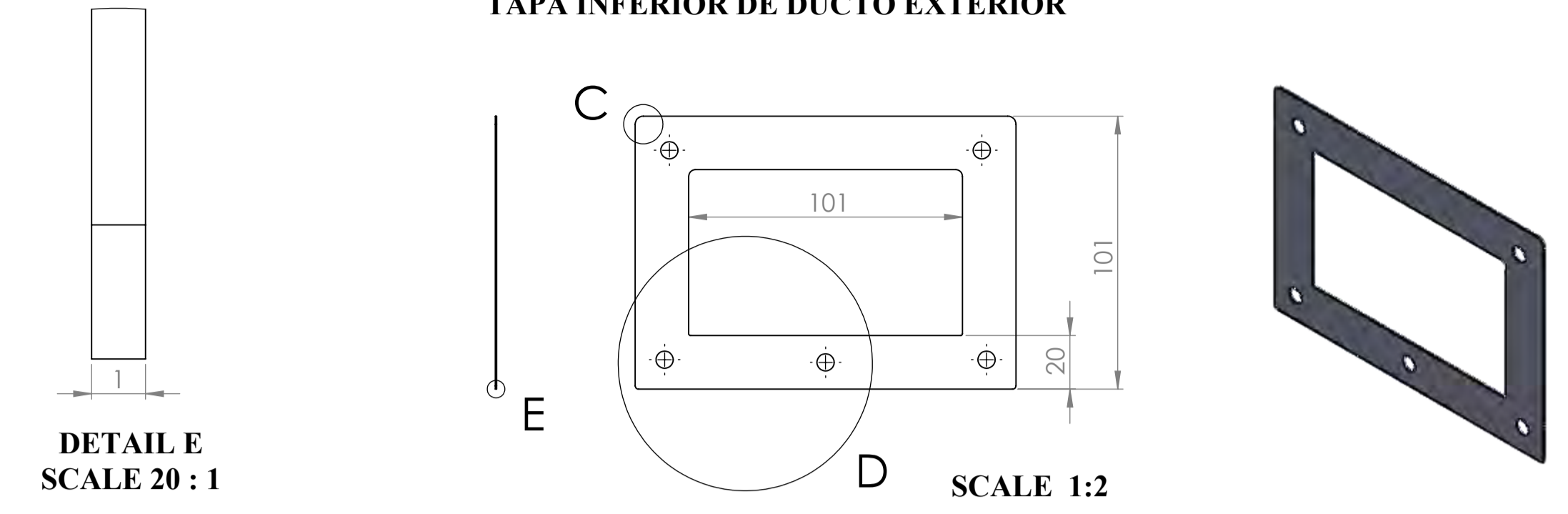
6D10	6.098	6.040
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	ASTM A653
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DUCTO EXTERIOR	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A1-LAMINA 11	

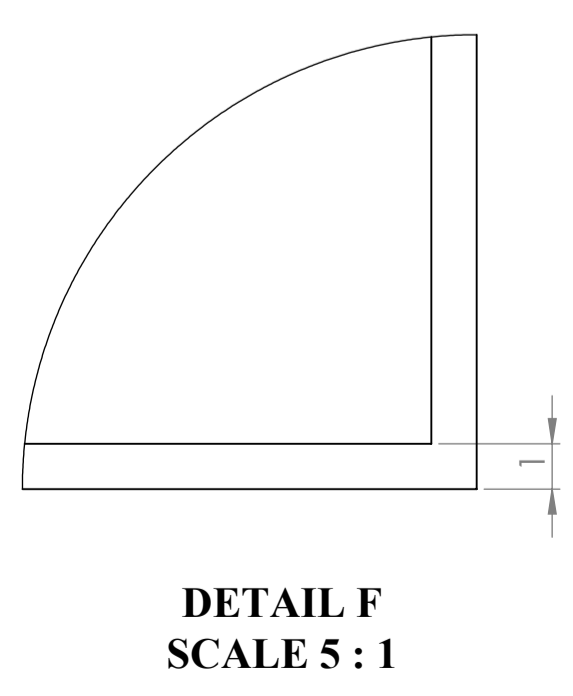
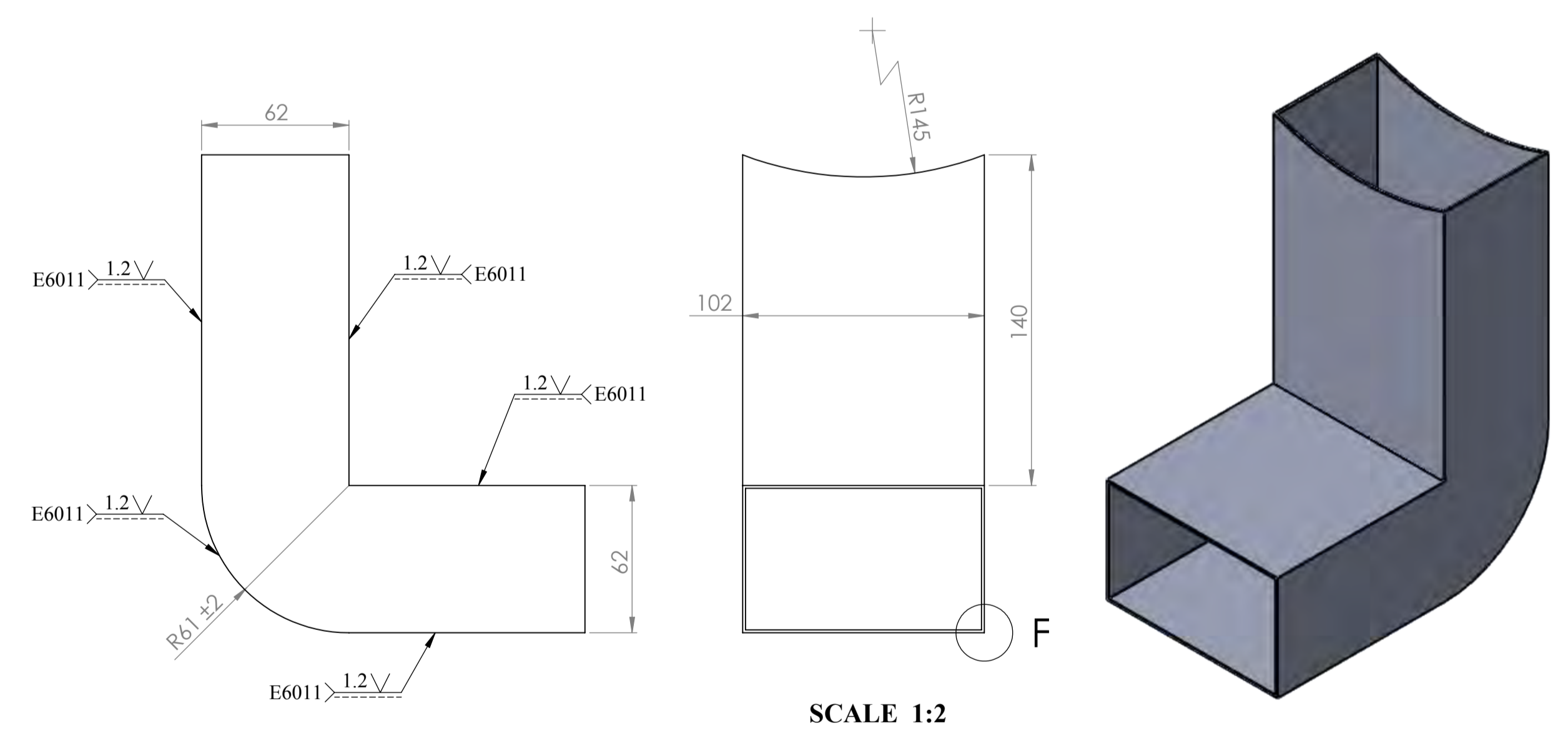
TAPA SUPERIOR DE DUCTO EXTERIOR



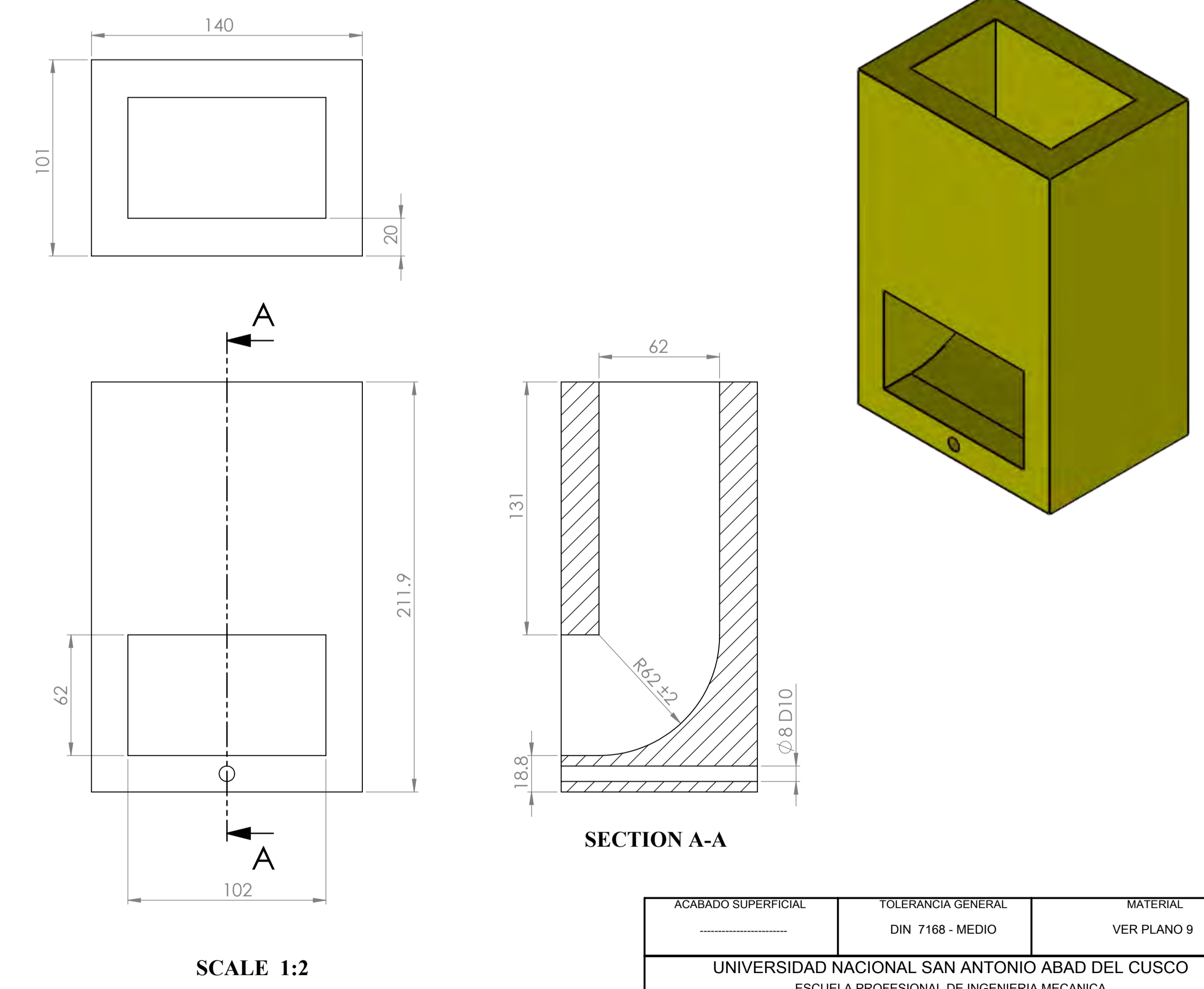
TAPA INFERIOR DE DUCTO EXTERIOR



TUBO 01



AISLANTE DE DUCTO EXTERIOR

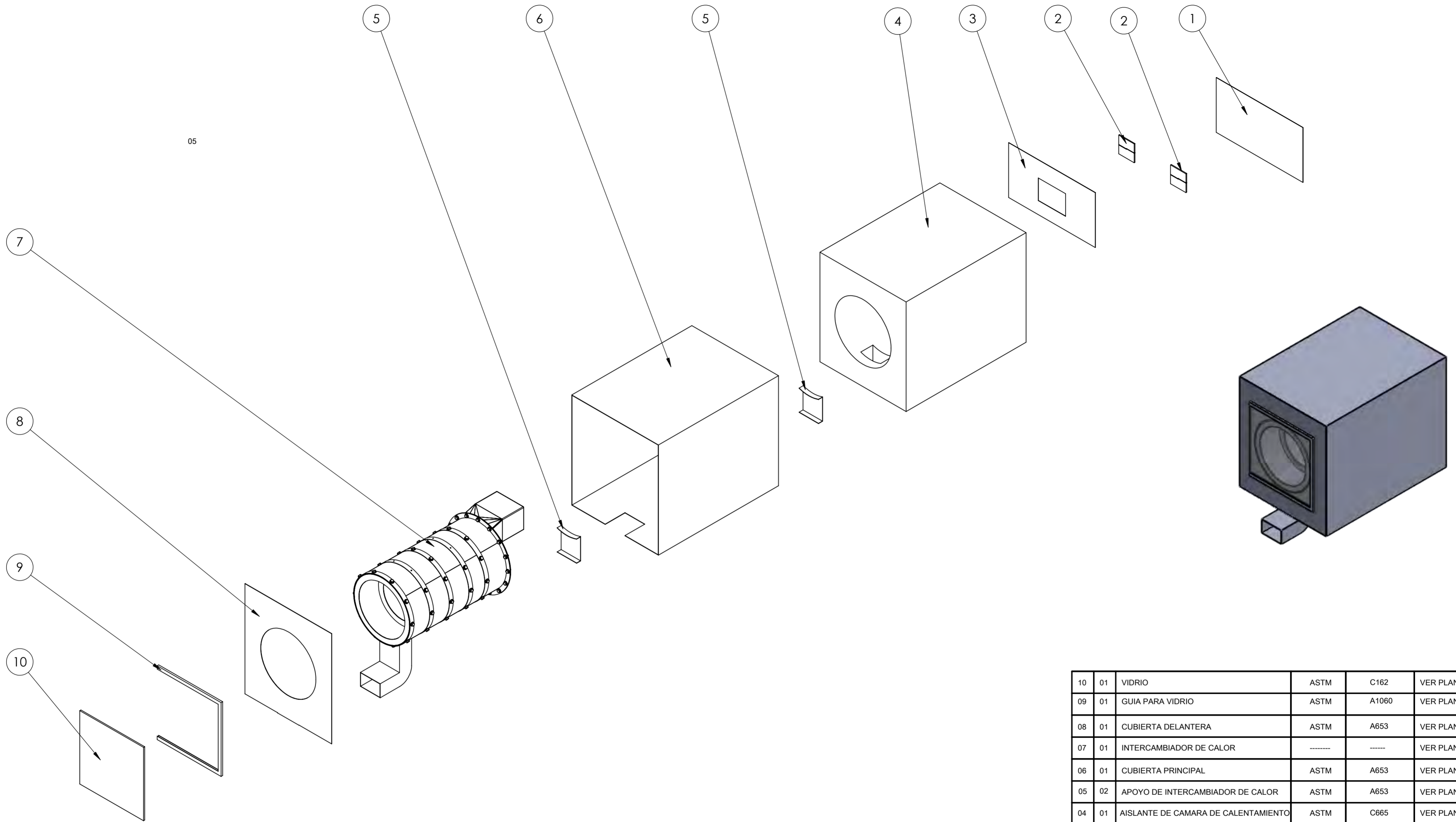


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

8D10	8.098	8.040
6D10	6.098	6.040
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA


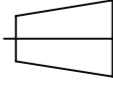
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 9
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE DUCTO EXTERIOR	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A1-LAMINA 12	

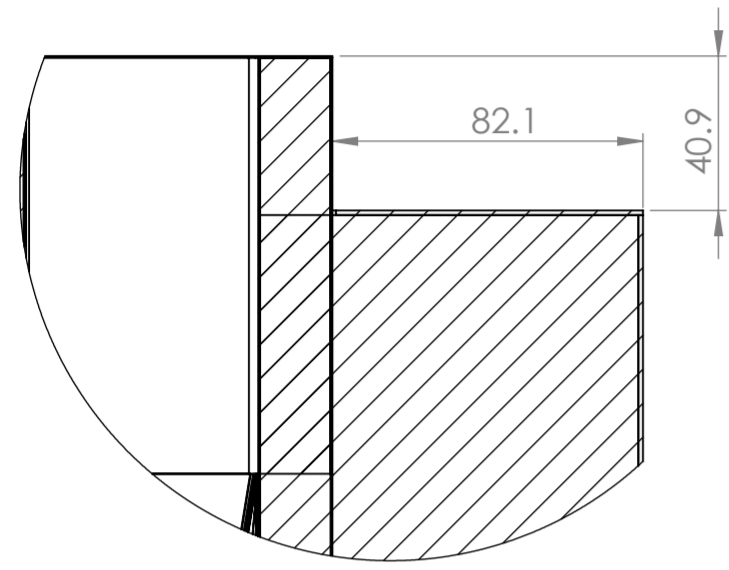
05



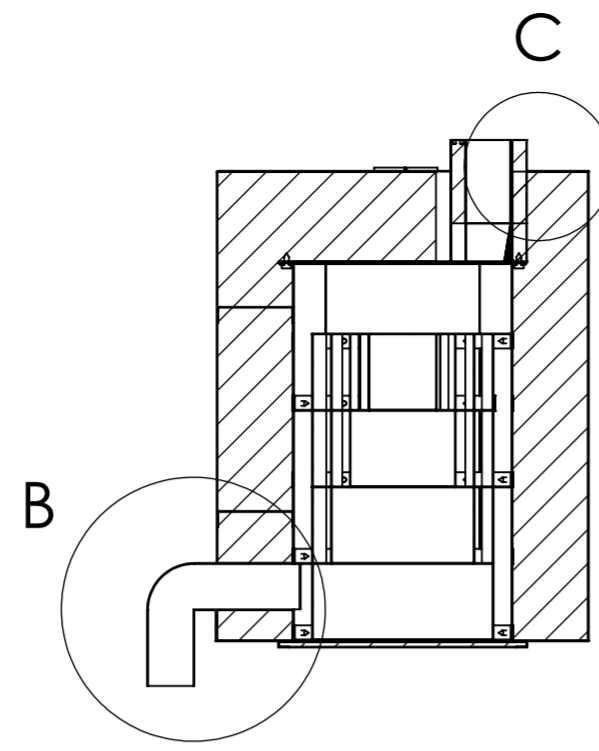
10	01	VIDRIO	ASTM	C162	VER PLANO 16
09	01	GUIA PARA VIDRIO	ASTM	A1060	VER PLANO 16
08	01	CUBIERTA DELANTERA	ASTM	A653	VER PLANO 16
07	01	INTERCAMBIADOR DE CALOR	-----	-----	VER PLANO 17,18
06	01	CUBIERTA PRINCIPAL	ASTM	A653	VER PLANO 15
05	02	APOYO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	ASTM	A653	VER PLANO 15
04	01	AISLANTE DE CAMARA DE CALENTAMIENTO	ASTM	C665	VER PLANO 15
03	01	CUBIERTA POSTERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 15
02	02	VISAGRA INDUSTRIAL 2 PULG.	-----	-----	-----
01	01	CUBIERTA DESLIZANTE	ASTM	A653	VER PLANO 15
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

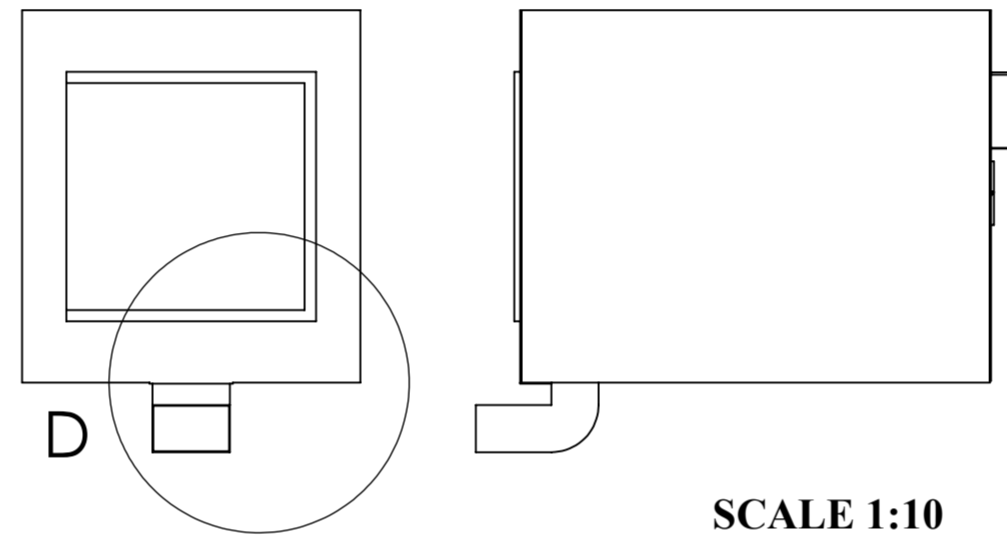
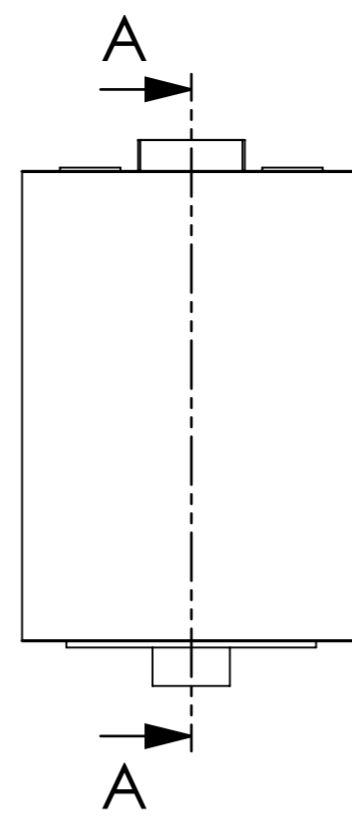
METODO DE PROYECCION	PLANO DE EXPLOSION DE CAMARA DE CALENTAMIENTO	ESCALA INDICADA
 		
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA 13



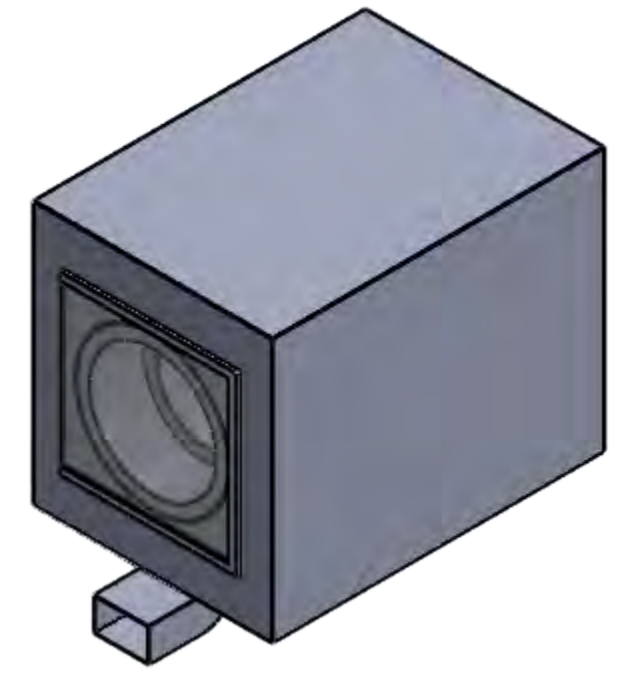
DETAIL C
SCALE 1 : 2



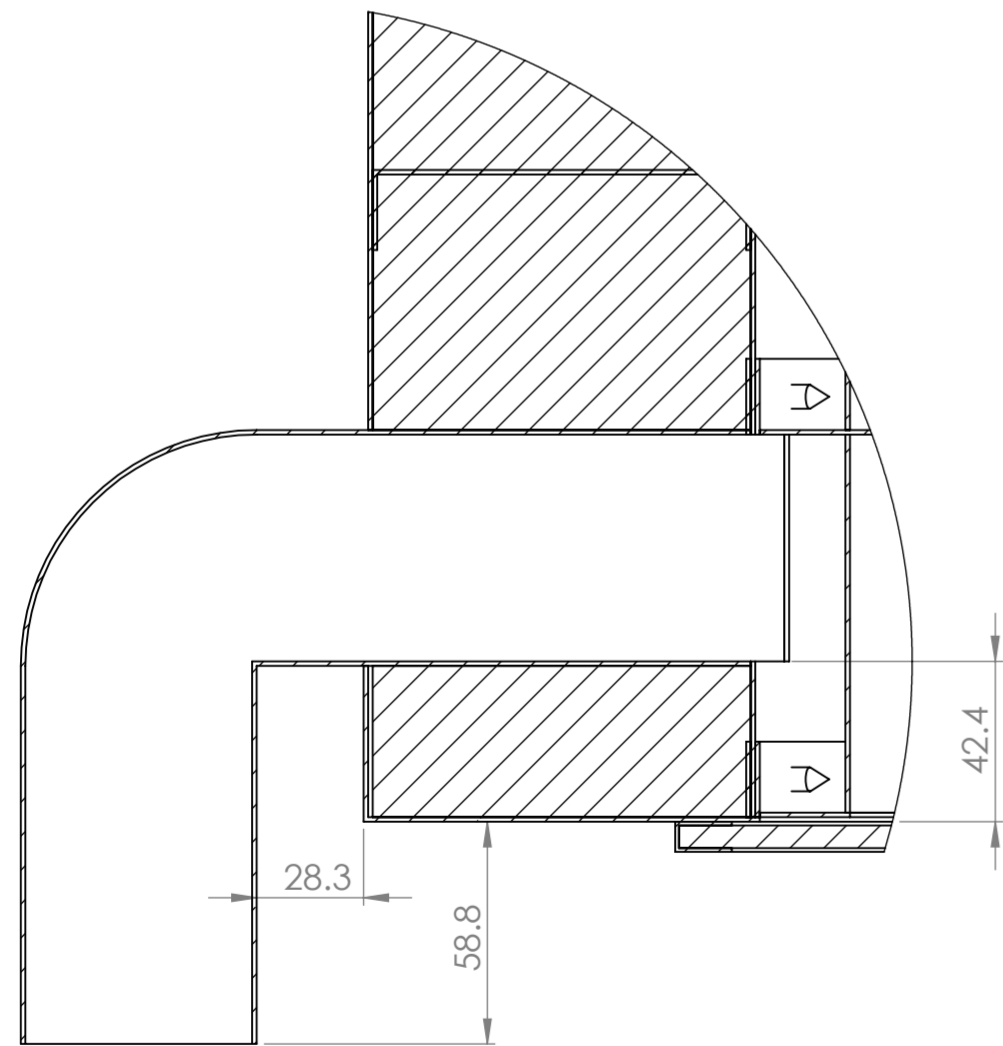
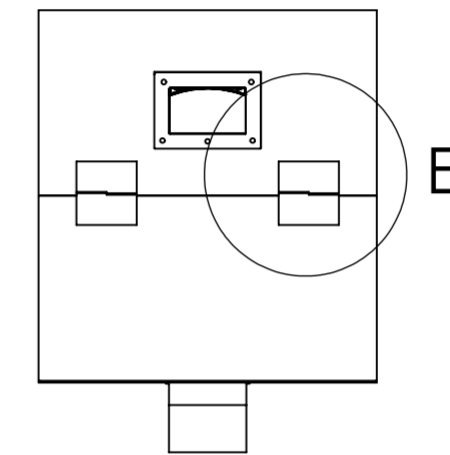
SECTION A-A
SCALE 1 : 10



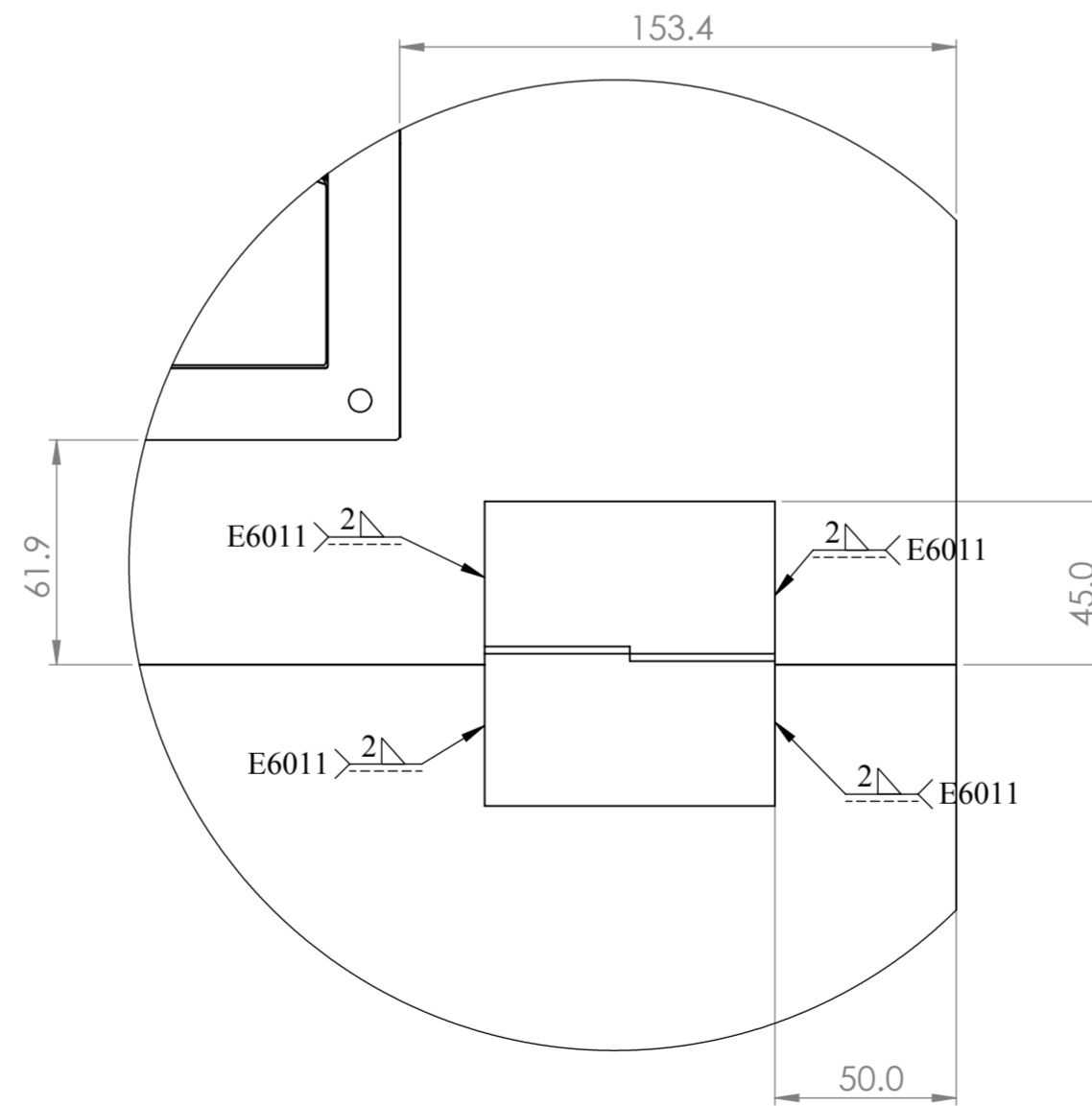
SCALE 1:10



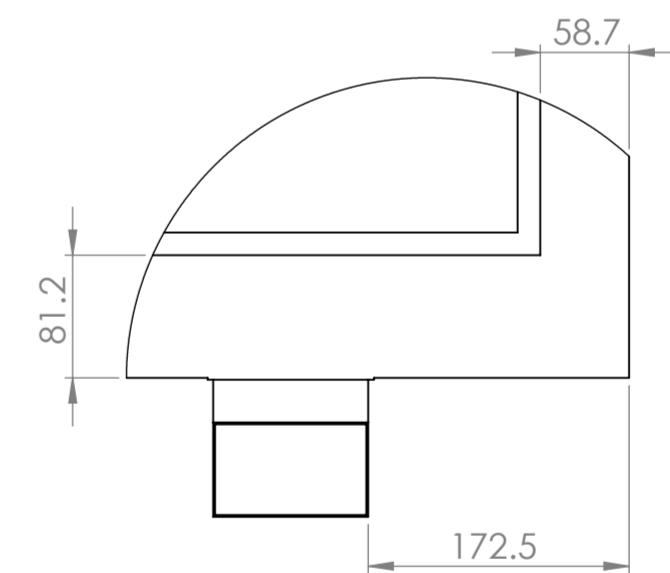
SCALE 1:10



DETAIL B
SCALE 1 : 2



DETAIL E
SCALE 1 : 2

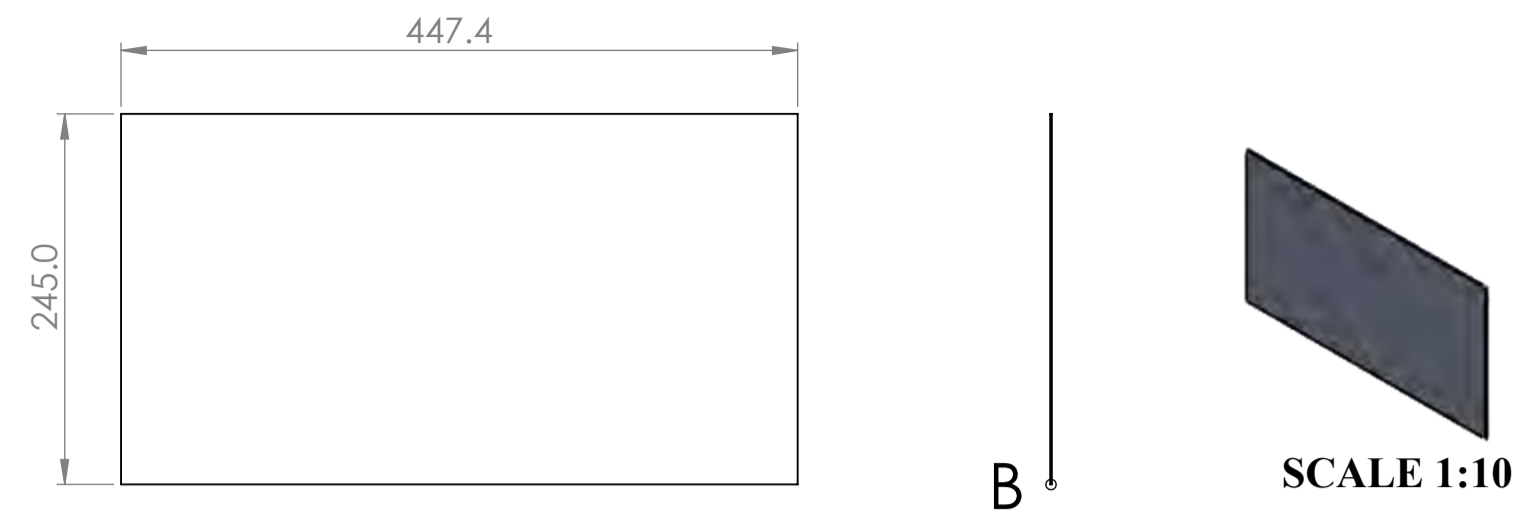


DETAIL D
SCALE 1 : 5

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

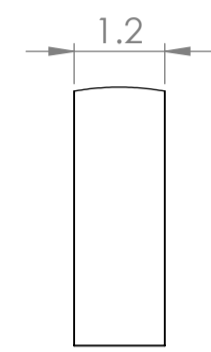
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-----	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 13
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE ENSAMBLE CAMARA DE CALENTAMIENTO	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA 14

CUBIERTA POTERIOR



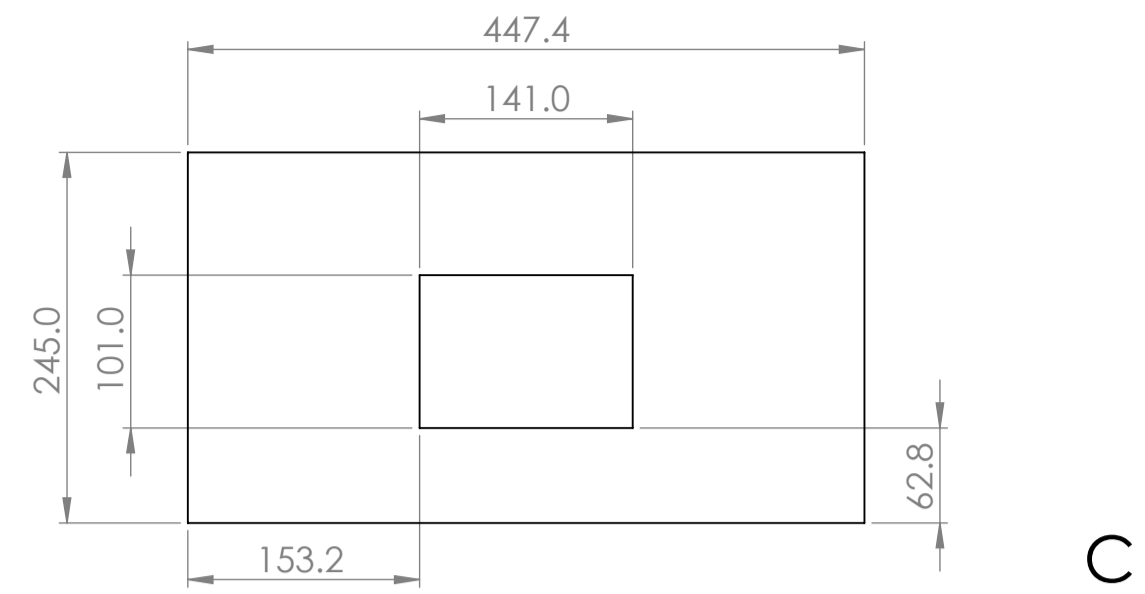
SCALE 1:5

SCALE 1:10



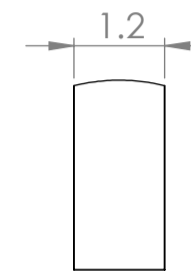
DETAIL B
SCALE 10 : 1

CUBIERTA DESLIZANTE



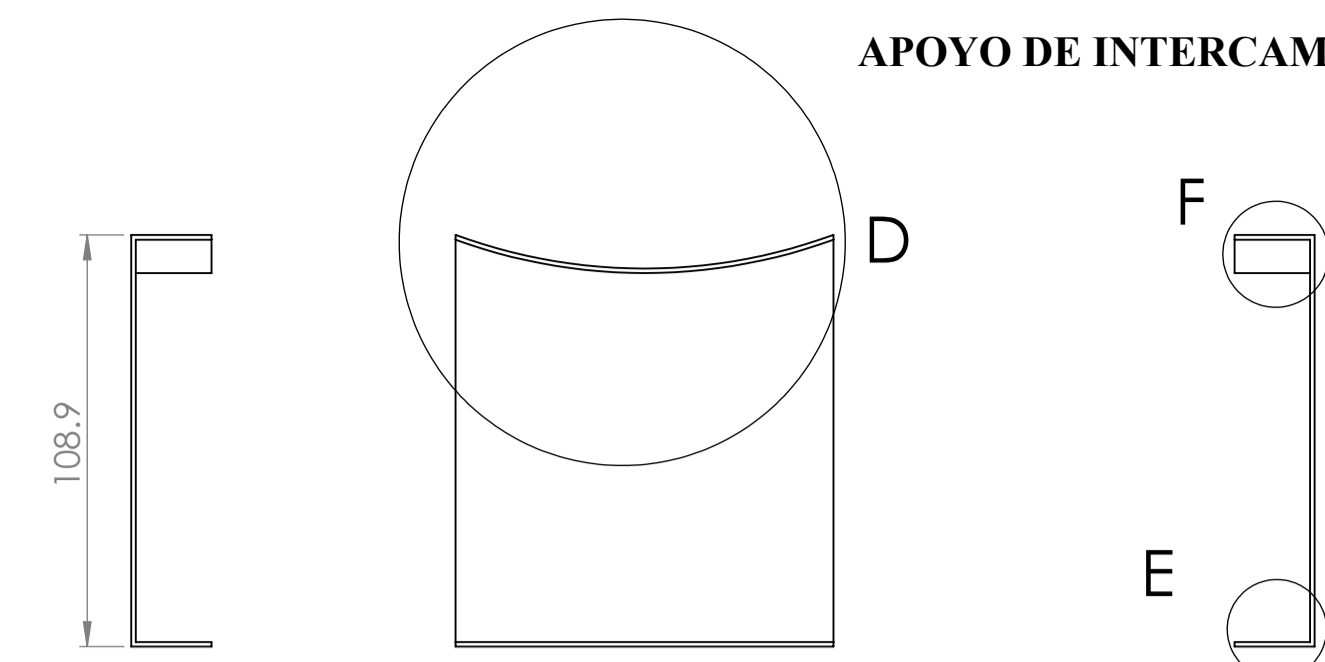
SCALE 1:5

SCALE 1:10



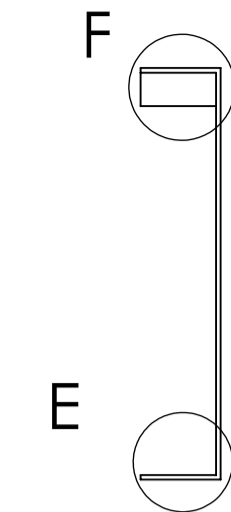
DETAIL C
SCALE 10 : 1

APOYO DE INTERCAMBIADOR

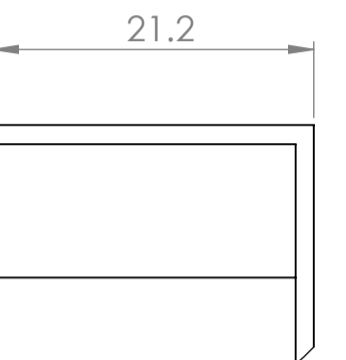


SCALE 1:2

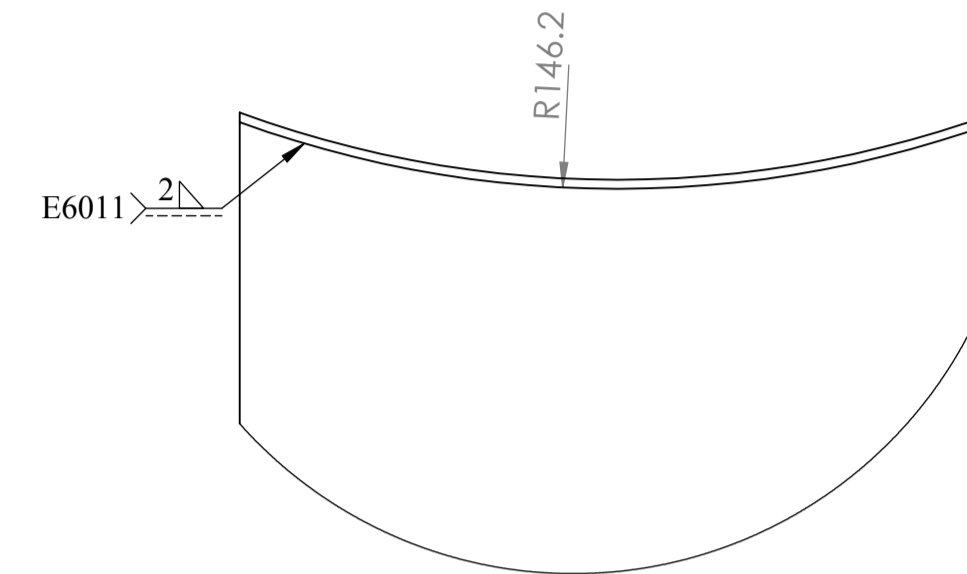
SCALE 1:5



DETAIL E
SCALE 2 : 1

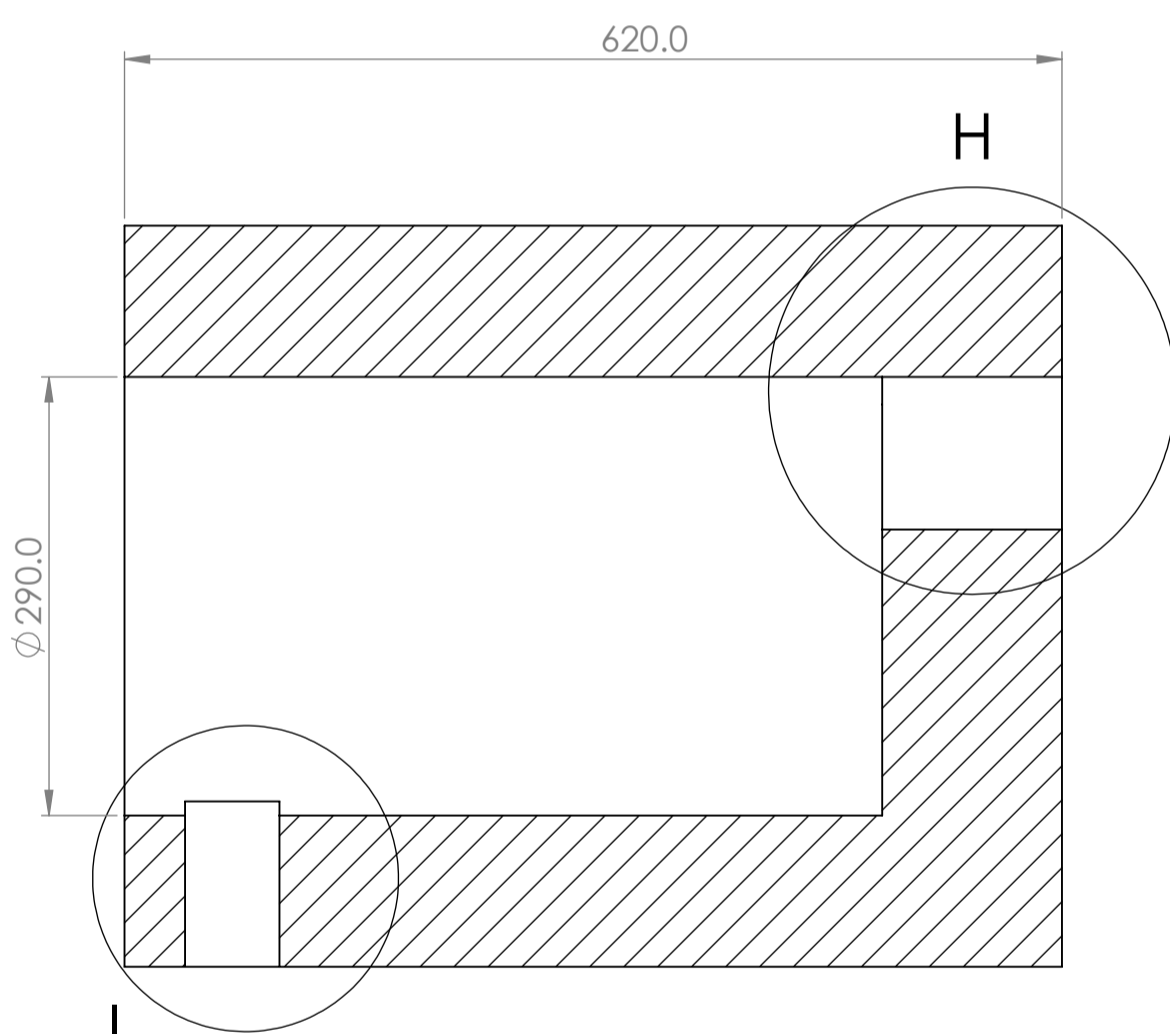


DETAIL F
SCALE 2 : 1

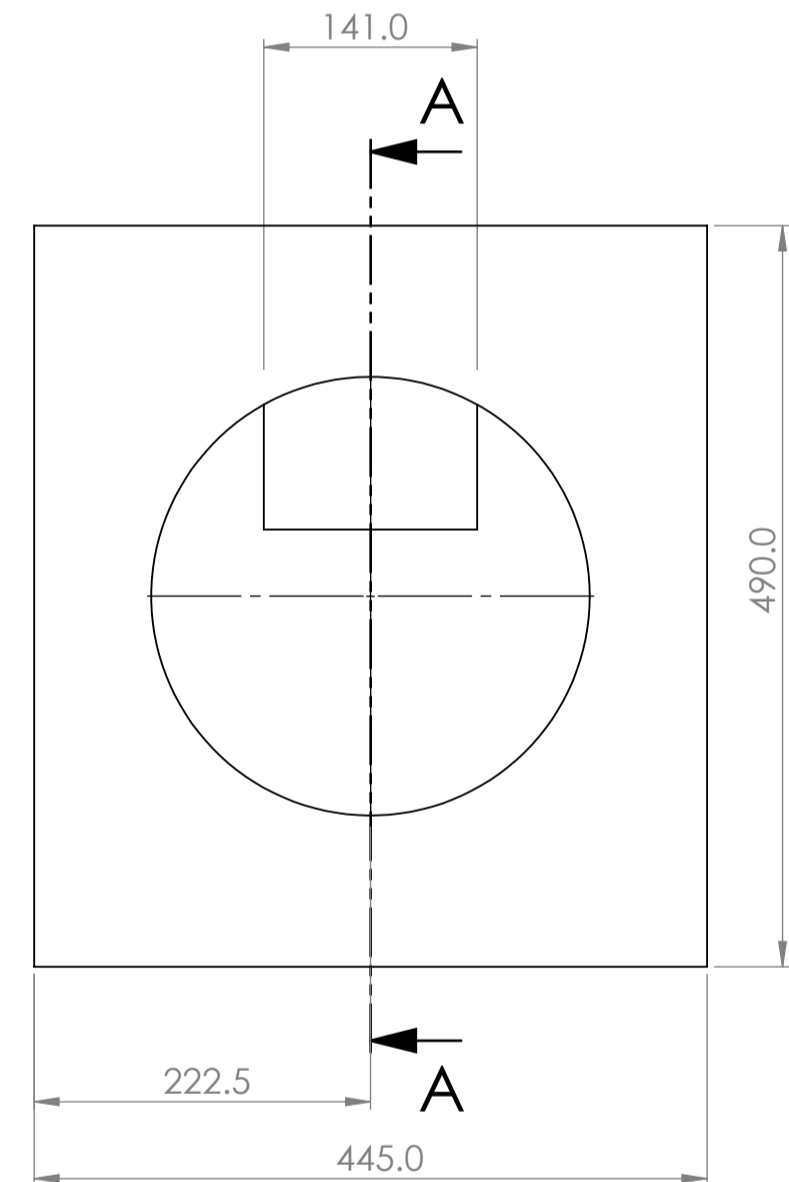


DETAIL D
SCALE 1:1

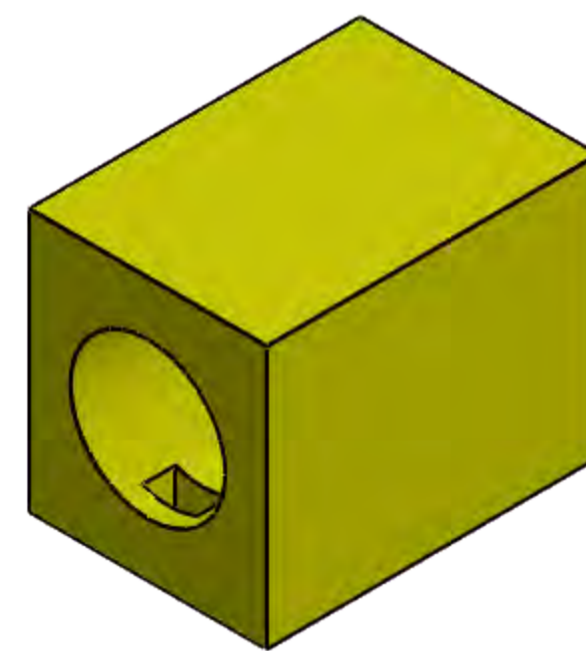
AISLANTE DE CAMARA DE CALENTAMIENTO



SECTION A-A
SCALE 1 : 5

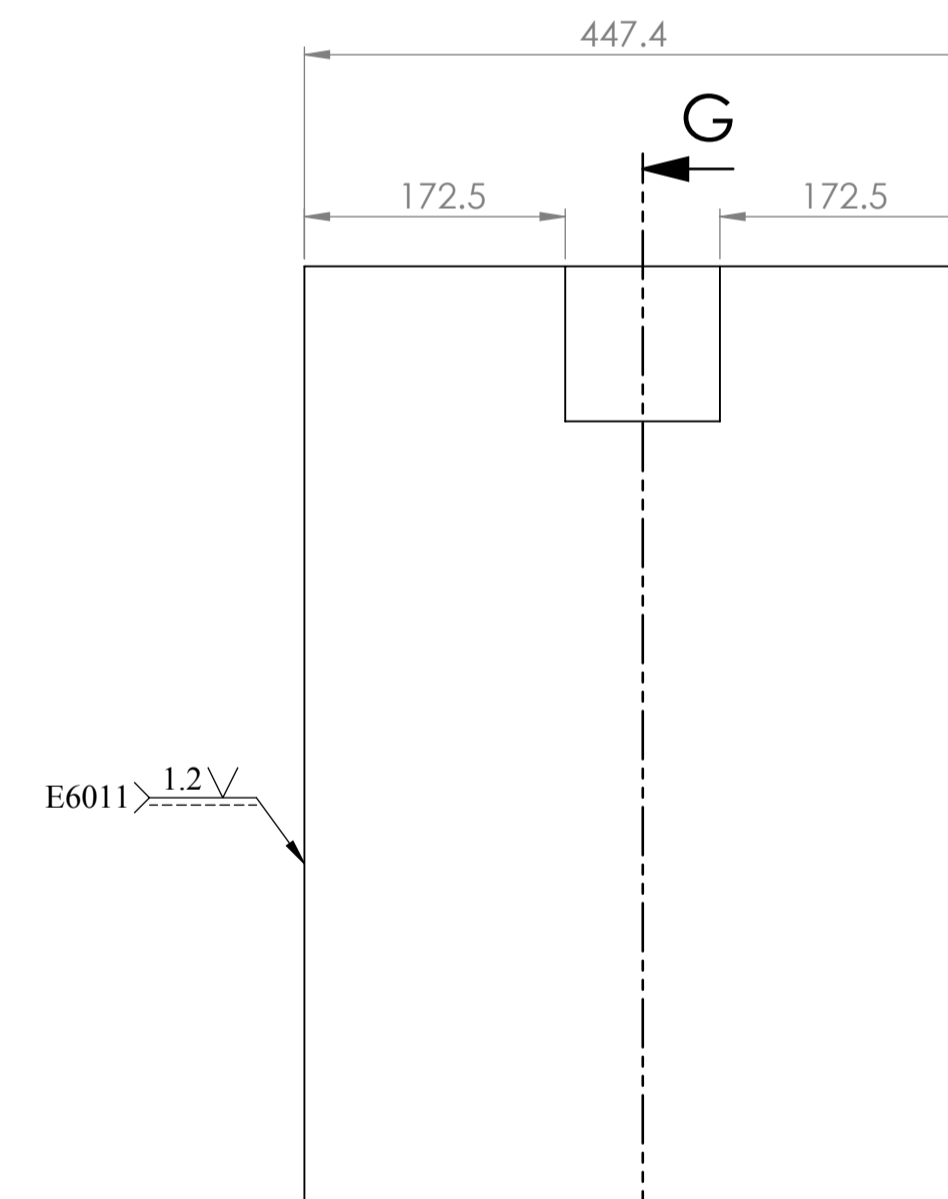


SCALE 1:5

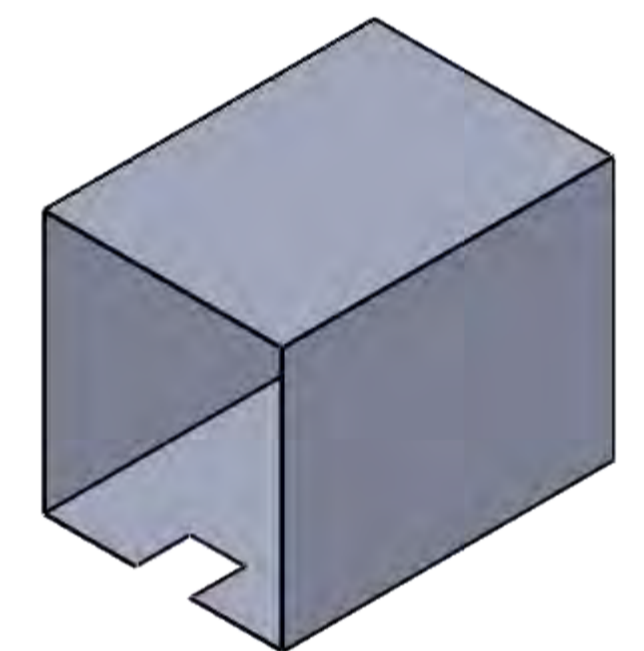


SCALE 1:10

CUBIERTA PRINCIPAL



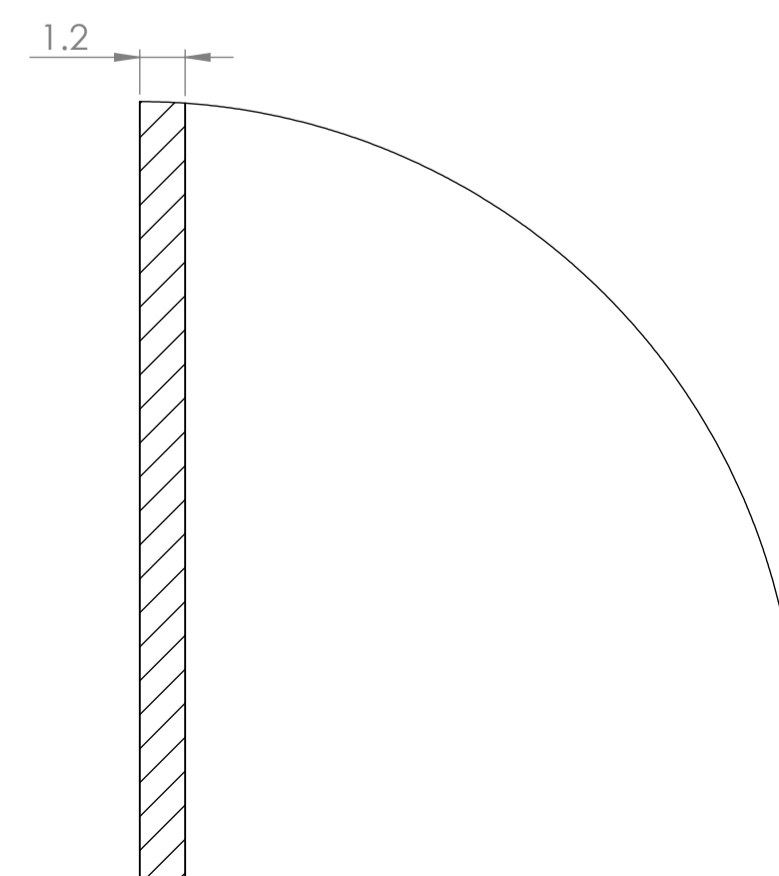
SCALE 1:5



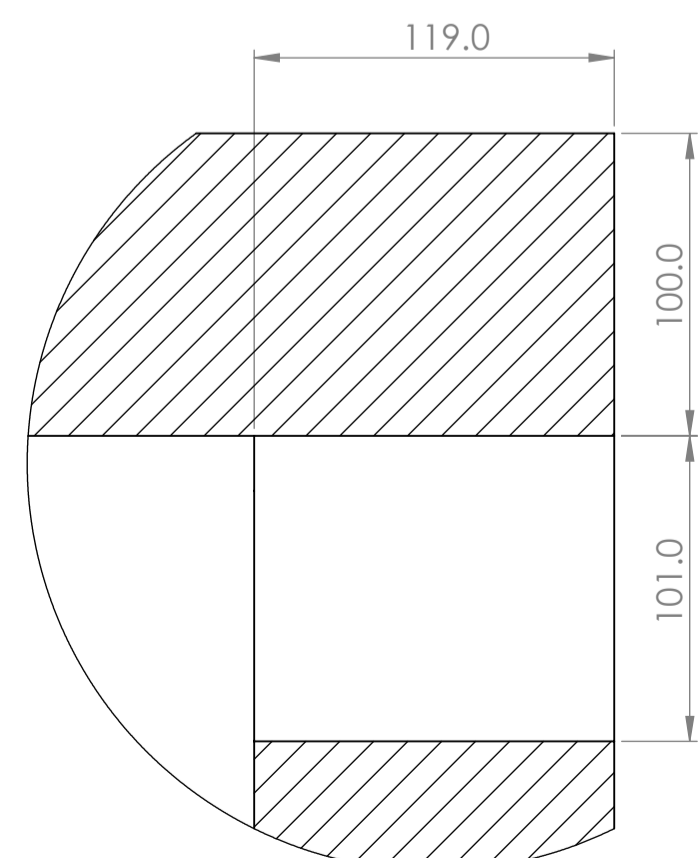
SCALE 1:10

K

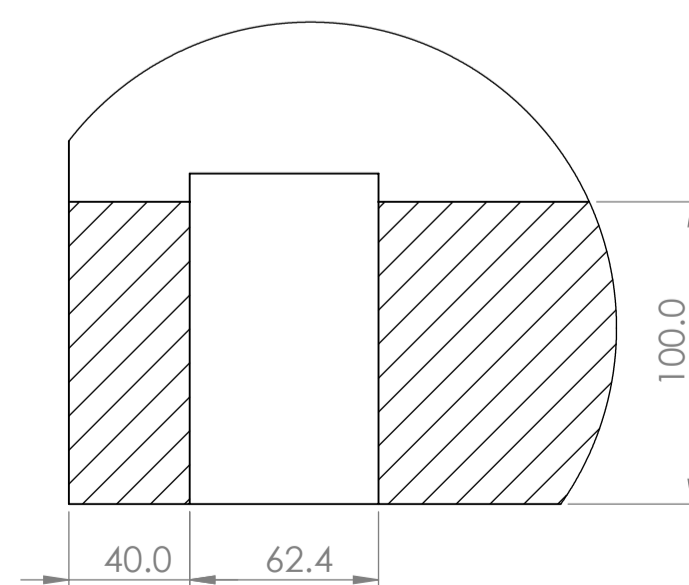
SECTION G-G
SCALE 1 : 5



DETAIL K
SCALE 5 : 1



DETAIL H
SCALE 2 : 5

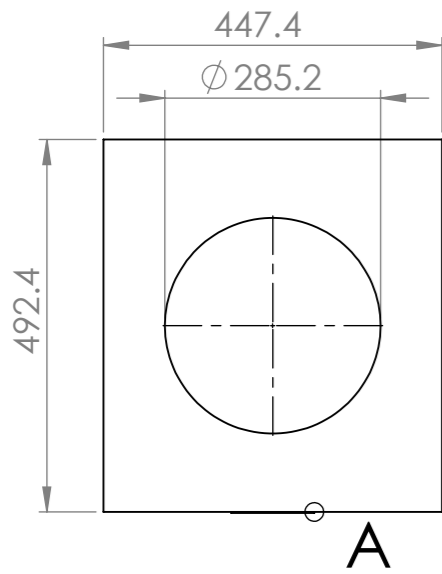


DETAIL I
SCALE 2 : 5

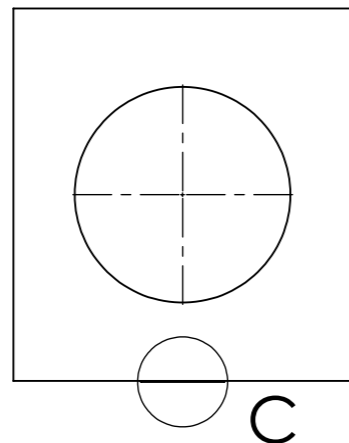
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-----	DIN 7168 - MEDIO	VER PLANO 13
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE CAMARA DE CALENTAMIENTO	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024 LAMINA A1-LAMINA 15
UNIDADES MILIMETROS		

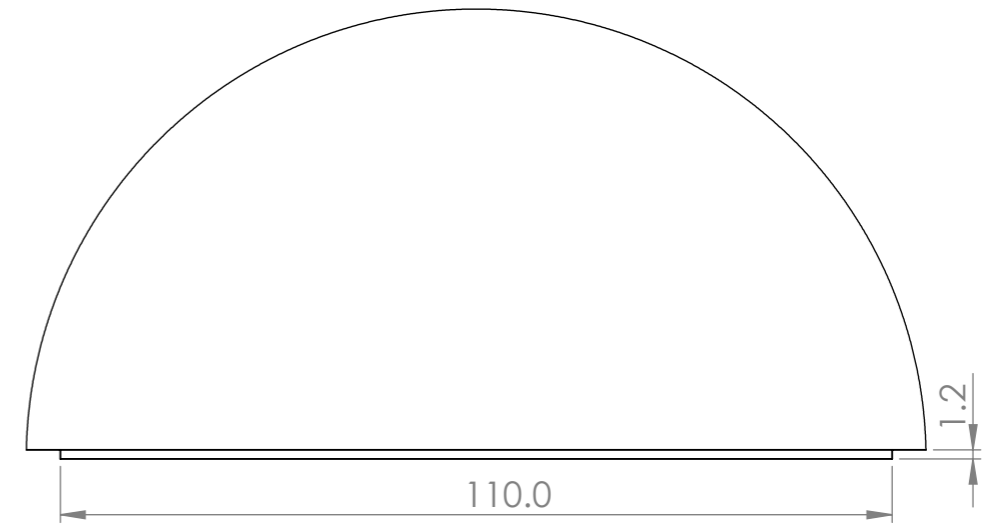
CUBIERTA DELANTERA



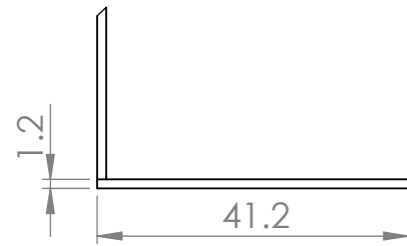
A
SCALE 1:10



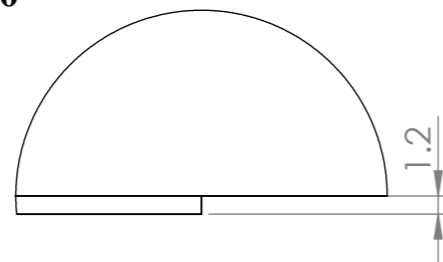
C



DETAIL C
SCALE 1:1

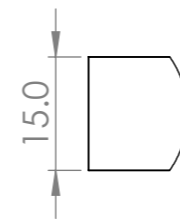


DETAIL B
SCALE 1:1

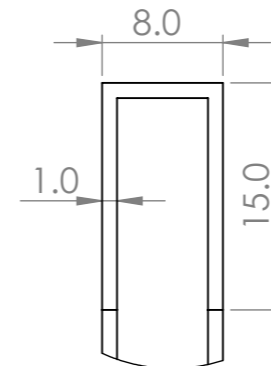


DETAIL A
SCALE 2:1

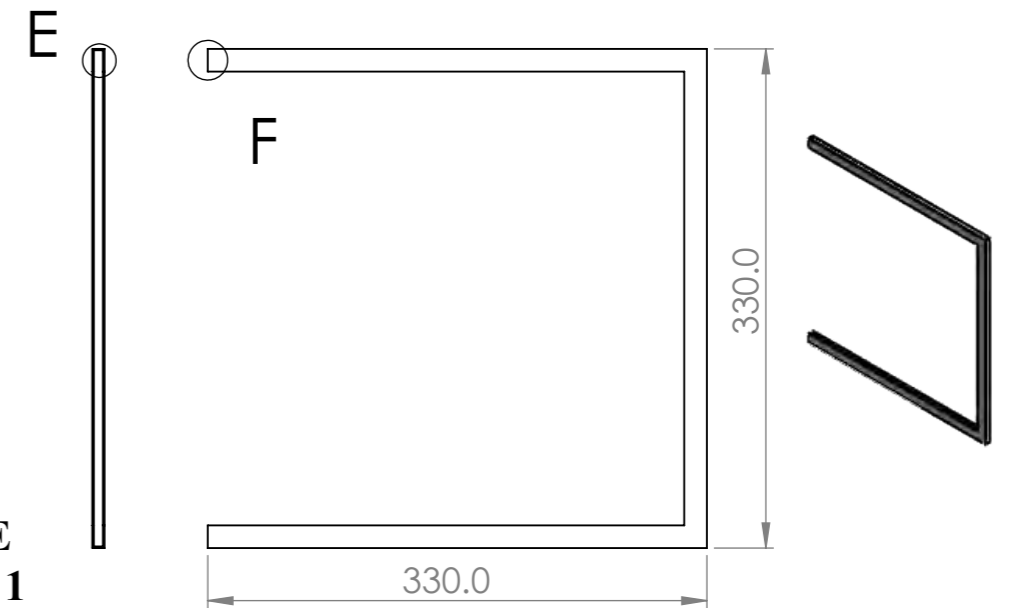
GUIA PARA VIDRIO



DETAIL F
SCALE 1:1



DETAIL E
SCALE 2:1

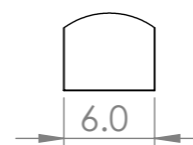


SCALE 1:5

VIDRIO



SCALE 1:5

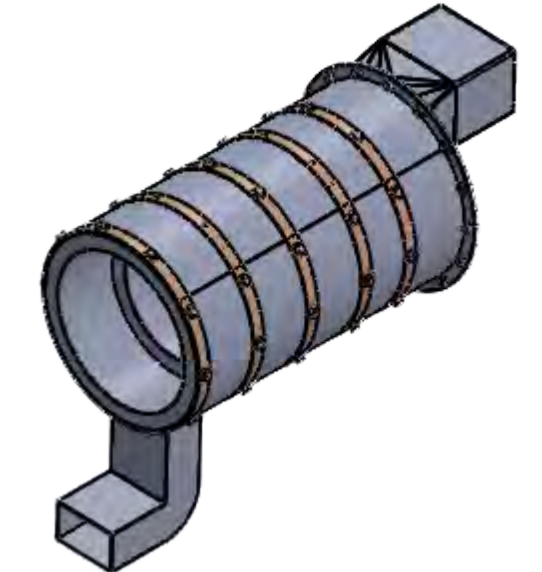
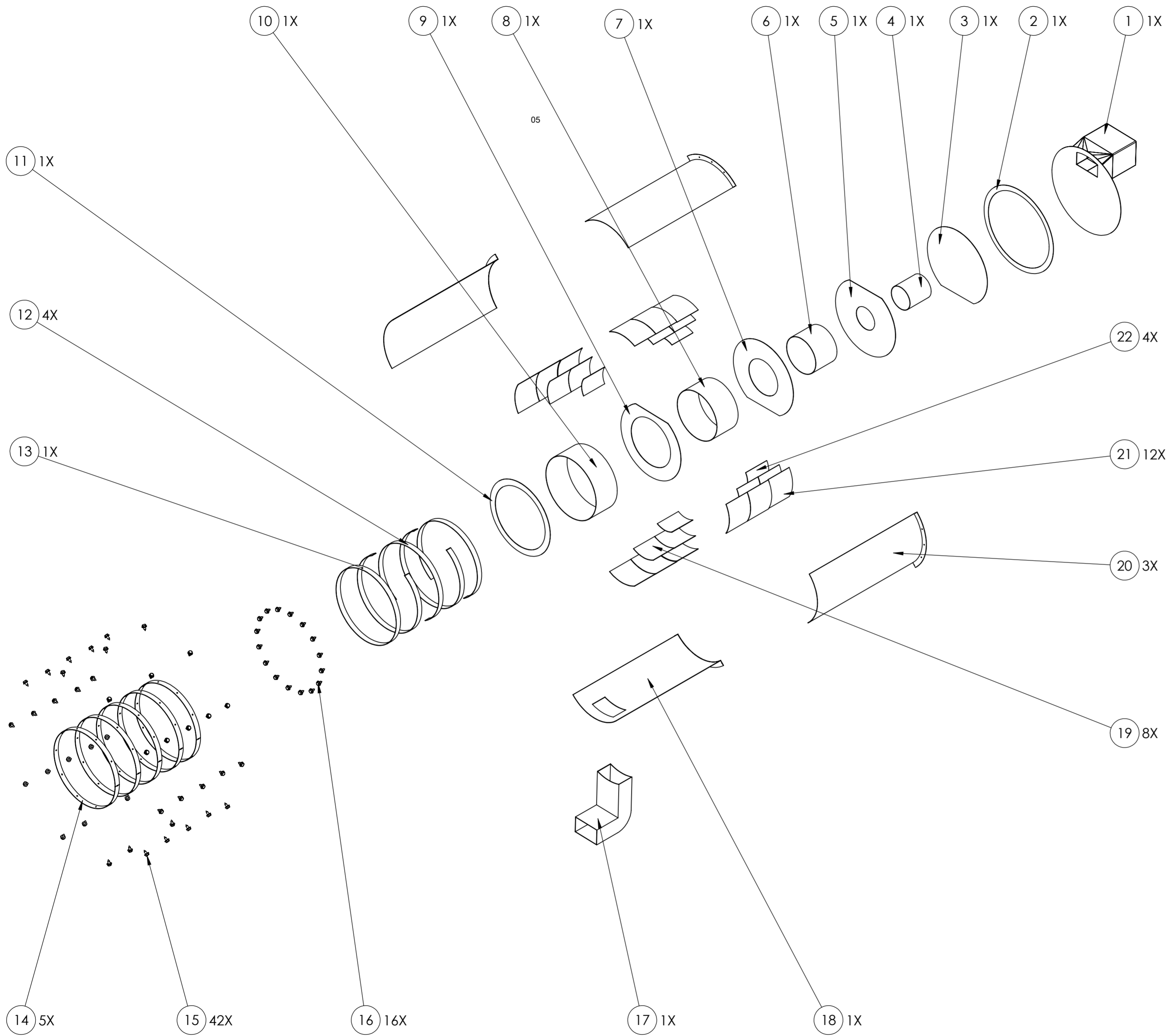


DETAIL D
SCALE 2:1

**TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168**

GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5

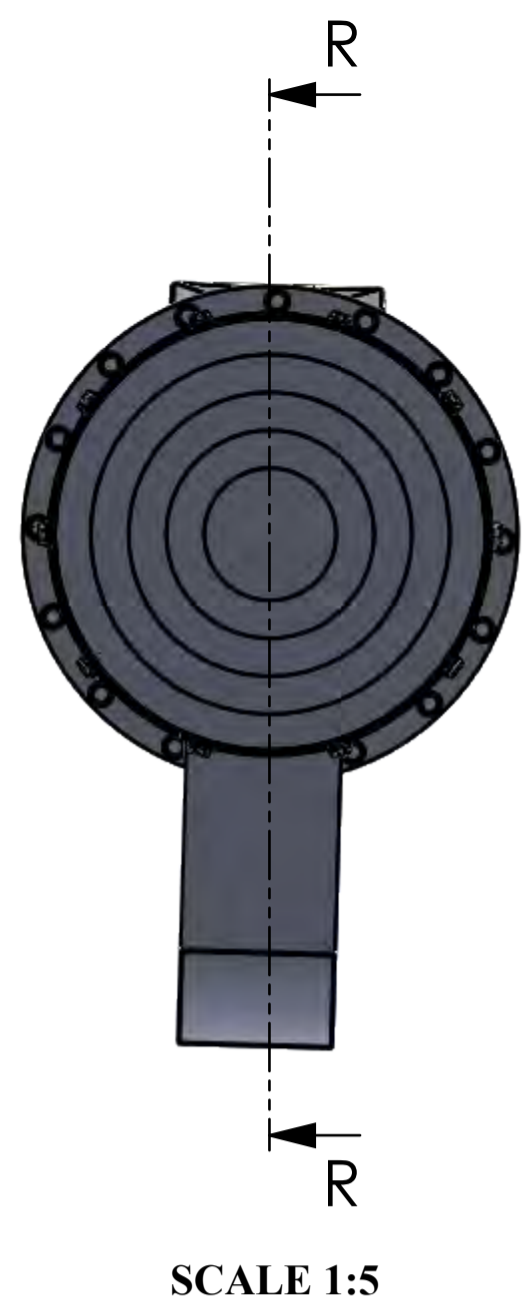
ACABADO SUPERFICIAL -----	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL VER PLANO 13
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE DESPIECE CAMARA DE CALENTAMIENTO	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A3-LAMINA 16	



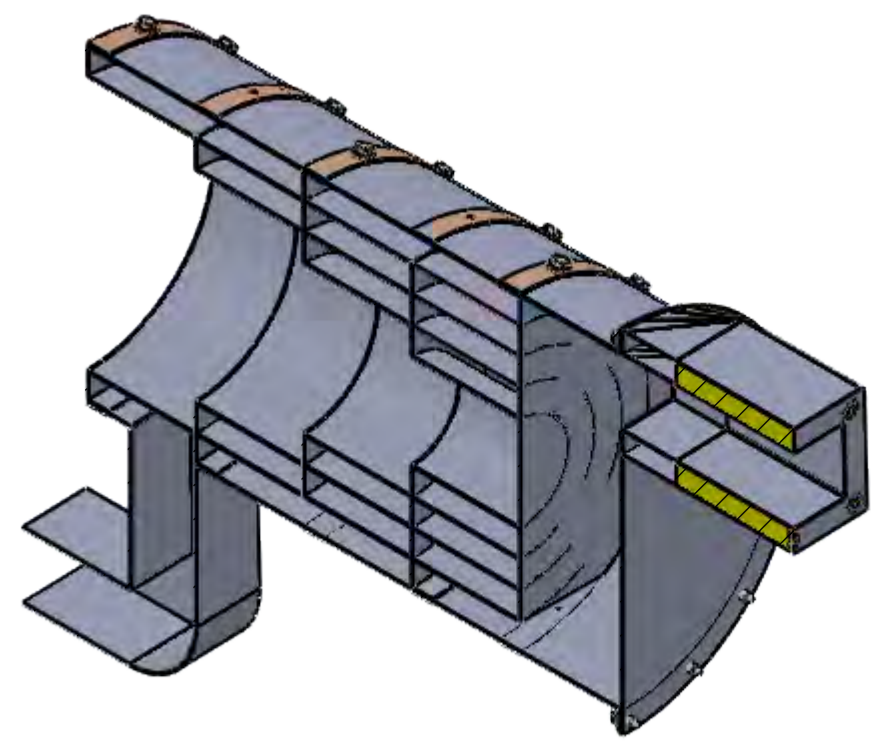
22	04	ALETA 01	ASTM	A653	VER PLANO 22
21	12	ALETA 03	ASTM	A653	VER PLANO 22
20	03	CARCASA	ASTM	A653	VER PLANO 22
19	08	ALETA 02	ASTM	A653	VER PLANO 22
18	01	CARCASA INFERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 22
17	01	CODO DE INGRESO DE AIRE	ASTM	A653	VER PLANO 21
16	16	AUTOPERFORANTE 1/4 X 1/2 PULG.	ISO	AISI 304	-----
15	42	AUTOPERFORANTE 1/4 X 1/2 PULG.	ISO	AISI 304	-----
14	05	CORREA DE AJUSTE EXTERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 21
13	01	ARO DE ENPALME 02	ASTM	A653	VER PLANO 21
12	04	ARO DE ENPALME 01	ASTM	A653	VER PLANO 21
11	01	ANILLO 05	ASTM	A653	VER PLANO 19
10	01	BASE 04	ASTM	A653	VER PLANO 20
09	01	ANILLO 04	ASTM	A653	VER PLANO 19
08	01	BASE 03	ASTM	A653	VER PLANO 20
07	01	ANILLO 03	ASTM	A653	VER PLANO 19
06	01	BASE 02	ASTM	A653	VER PLANO 20
05	01	ANILLO 02	ASTM	A653	VER PLANO 19
04	01	BASE 01	ASTM	A653	VER PLANO 20
03	01	ANILLO 01	ASTM	A653	VER PLANO 19
02	01	EMPAQUE DE TAPA POSTERIOR	-----	NEOPRENO	VER PLANO 19
01	01	SUB-ENSAMBLE 1	-----	-----	VER PLANO 23,24
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

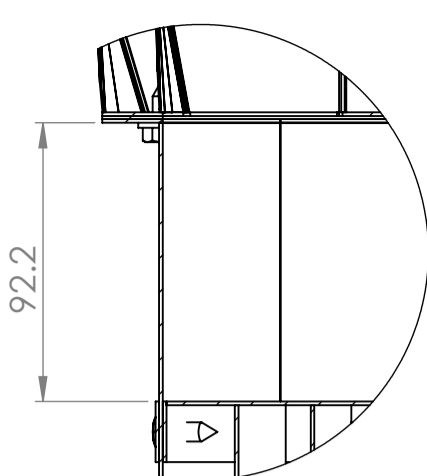
METODO DE PROYECCION		PLANO DE EXPLOSION DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	ESCALA
			INDICADA
CODIGO	051652 060462	NOMBRES:	BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI
		FECHA	10/05/2024
UNIDADES	MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA 17



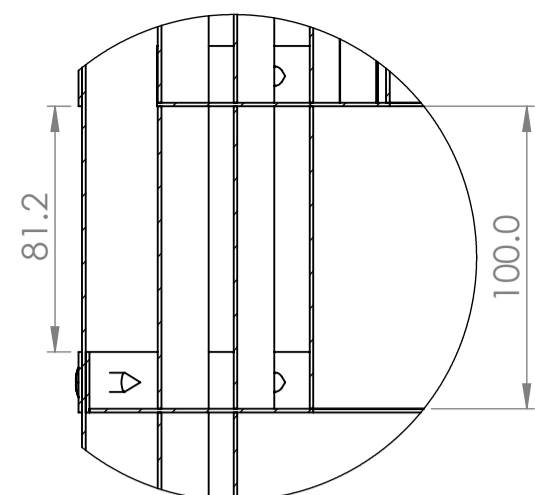
SCALE 1:5



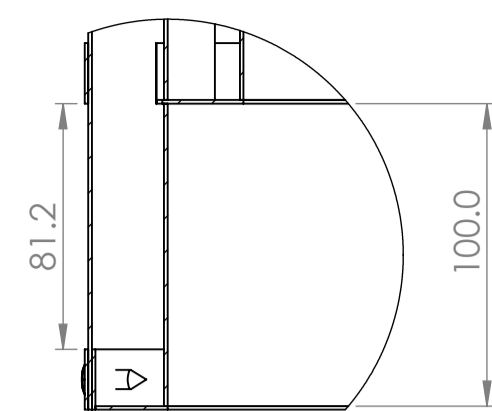
SECTION R-R



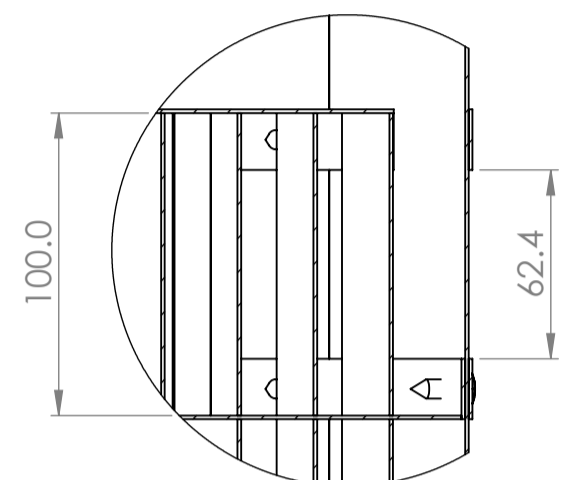
DETAIL Q
SCALE 2 : 5



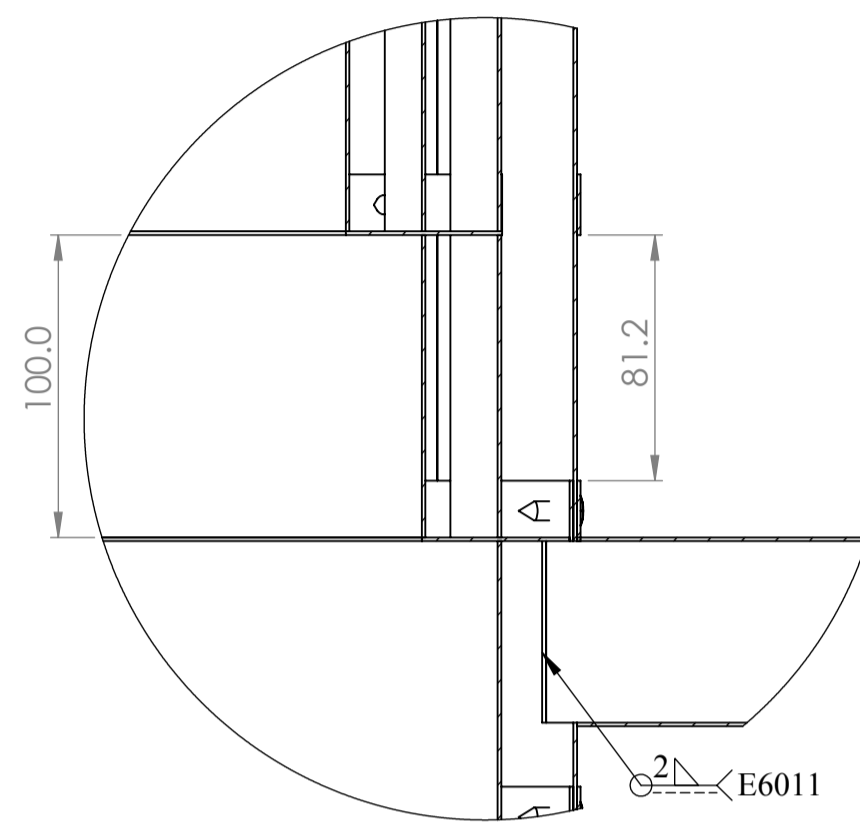
DETAIL O
SCALE 2 : 5



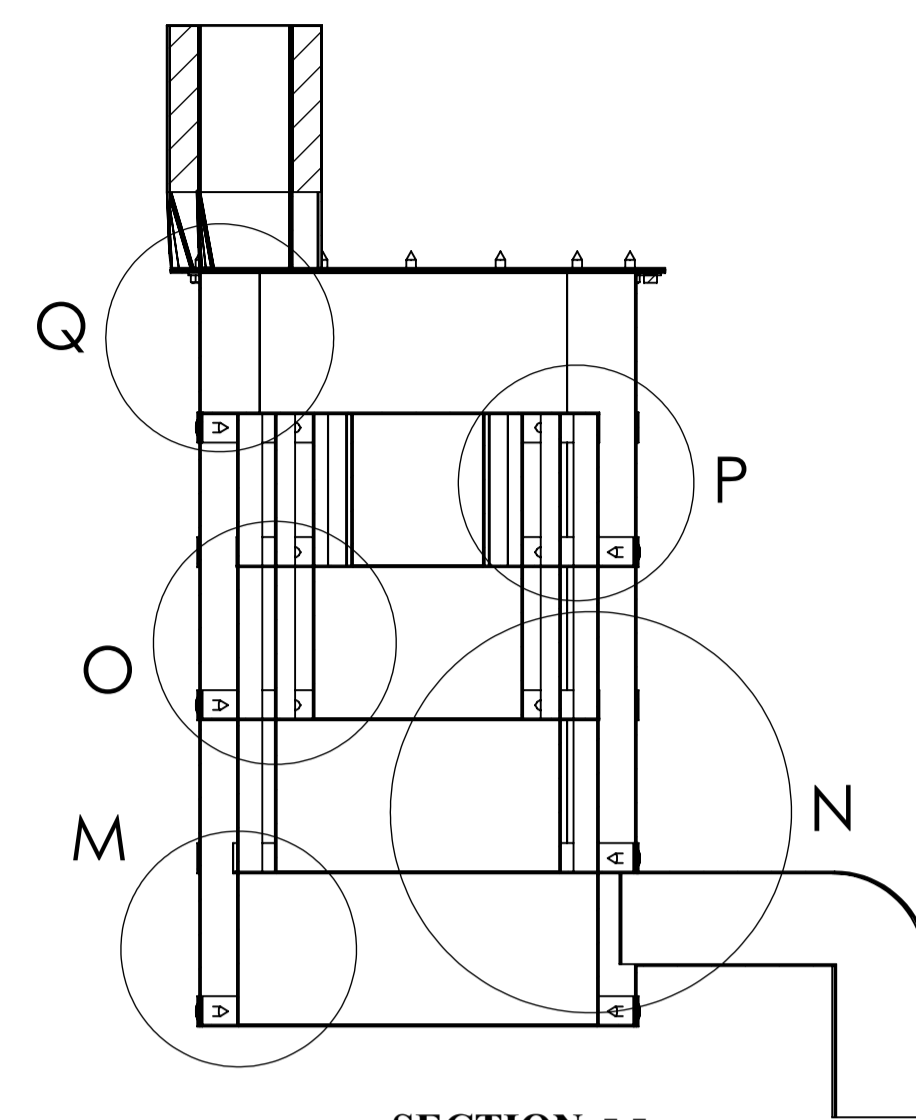
DETAIL M
SCALE 2 : 5



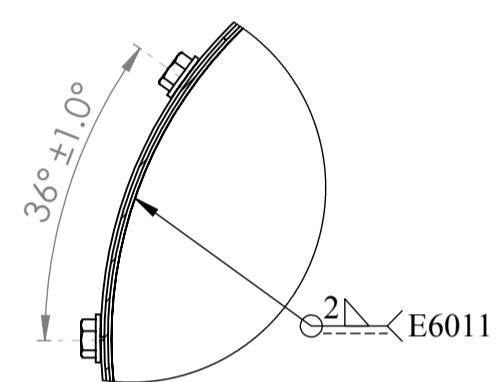
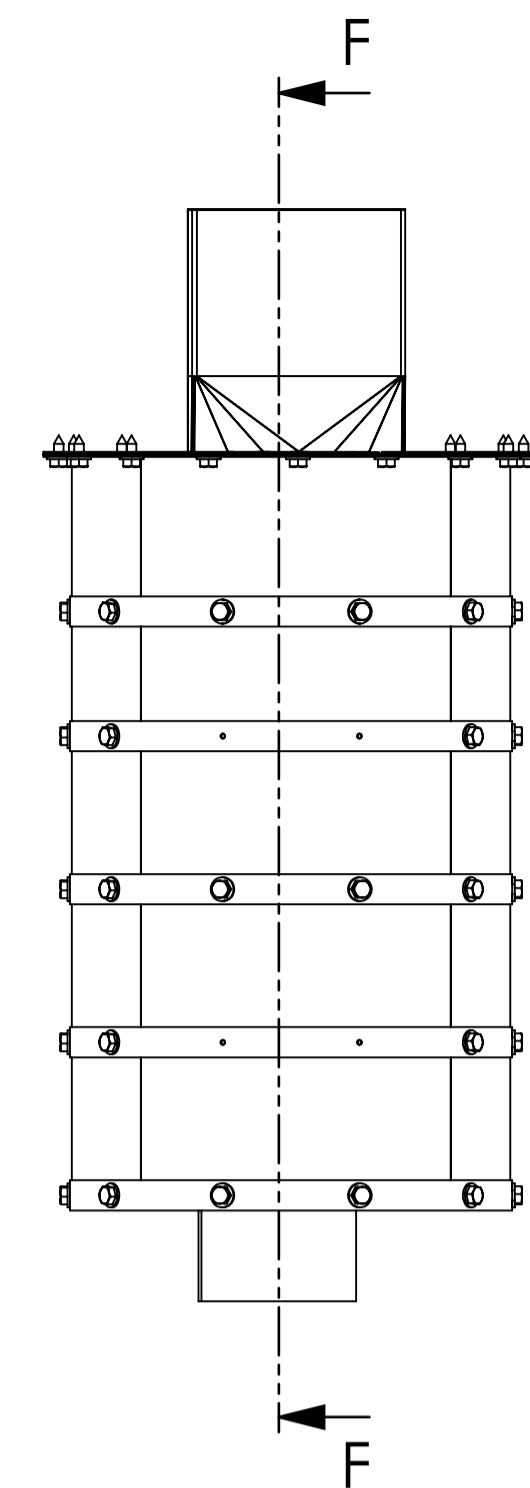
DETAIL P
SCALE 2 : 5



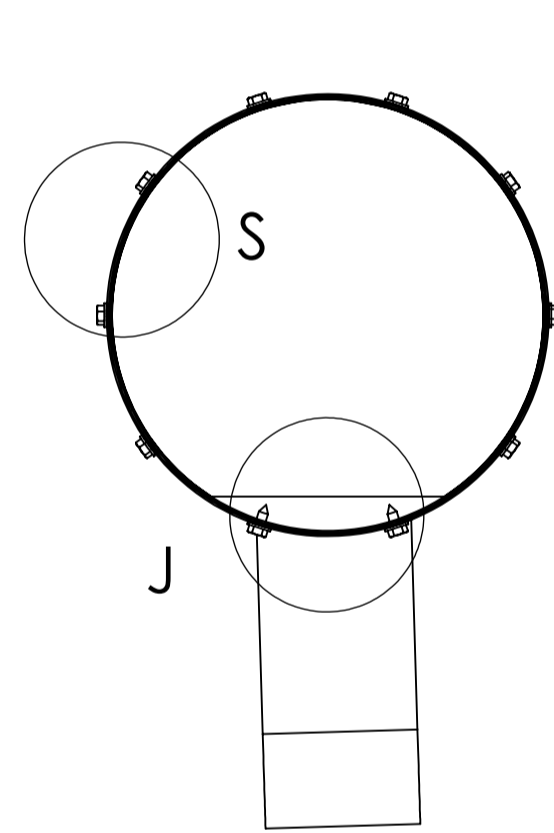
DETAIL N
SCALE 2 : 5



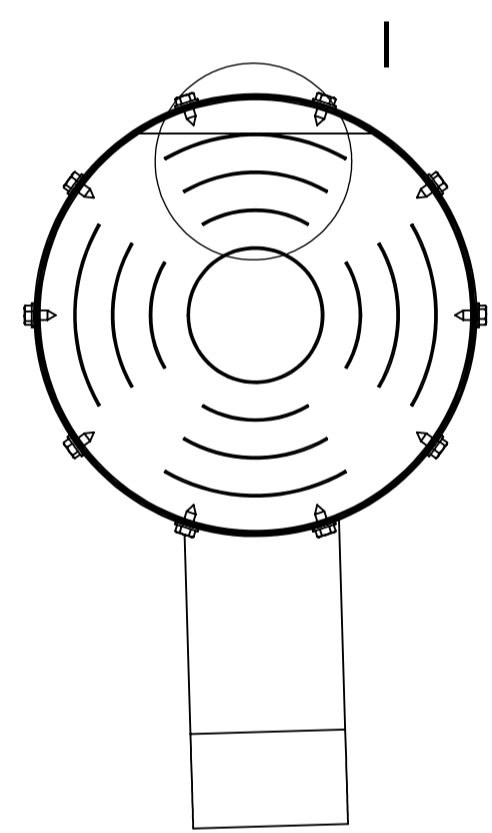
SECTION F-F



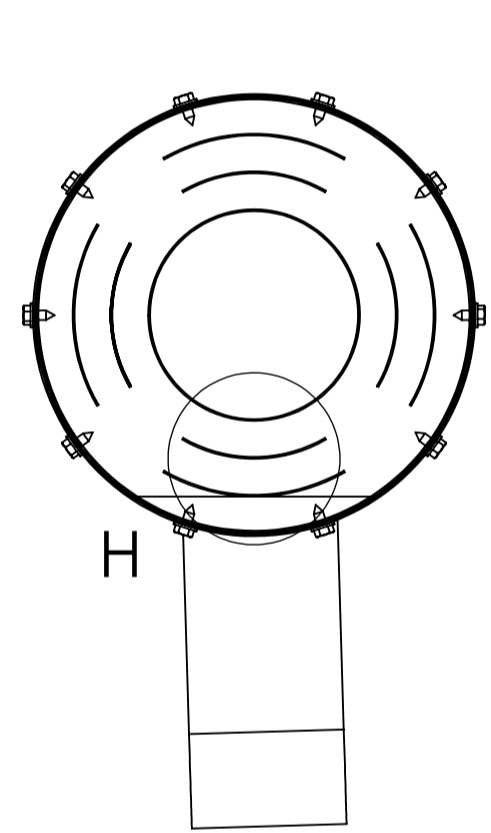
DETAIL S
SCALE 2 : 5



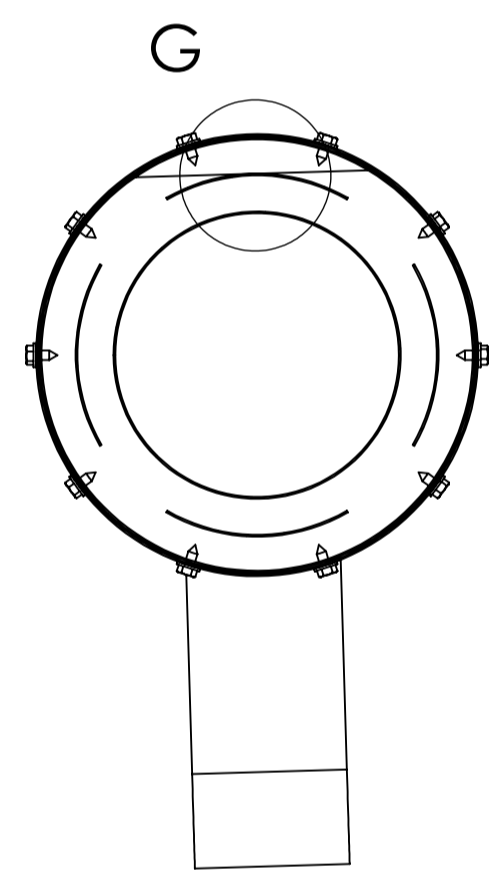
SECTION E-E



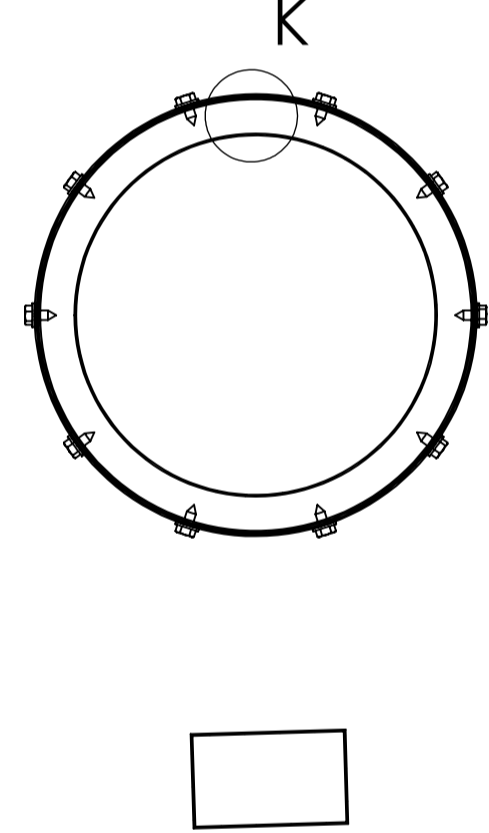
SECTION D-D



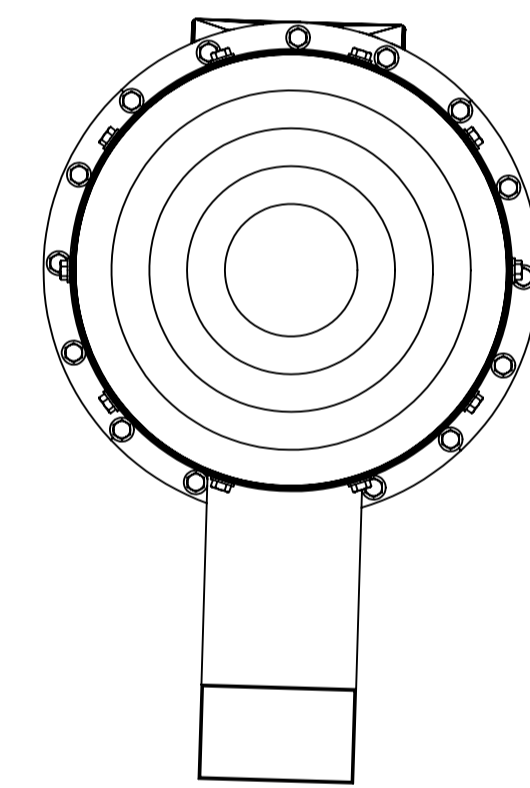
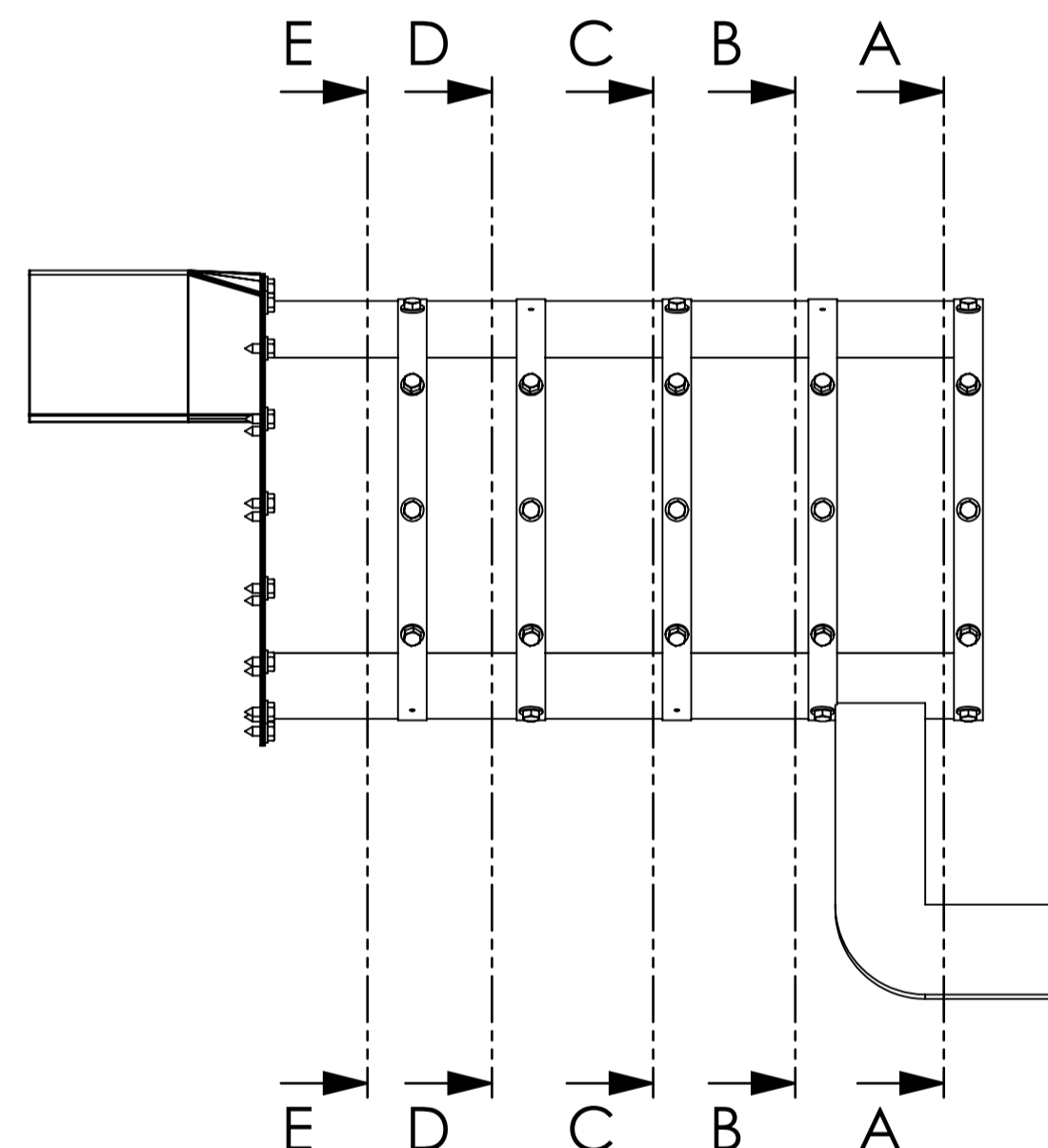
SECTION C-C



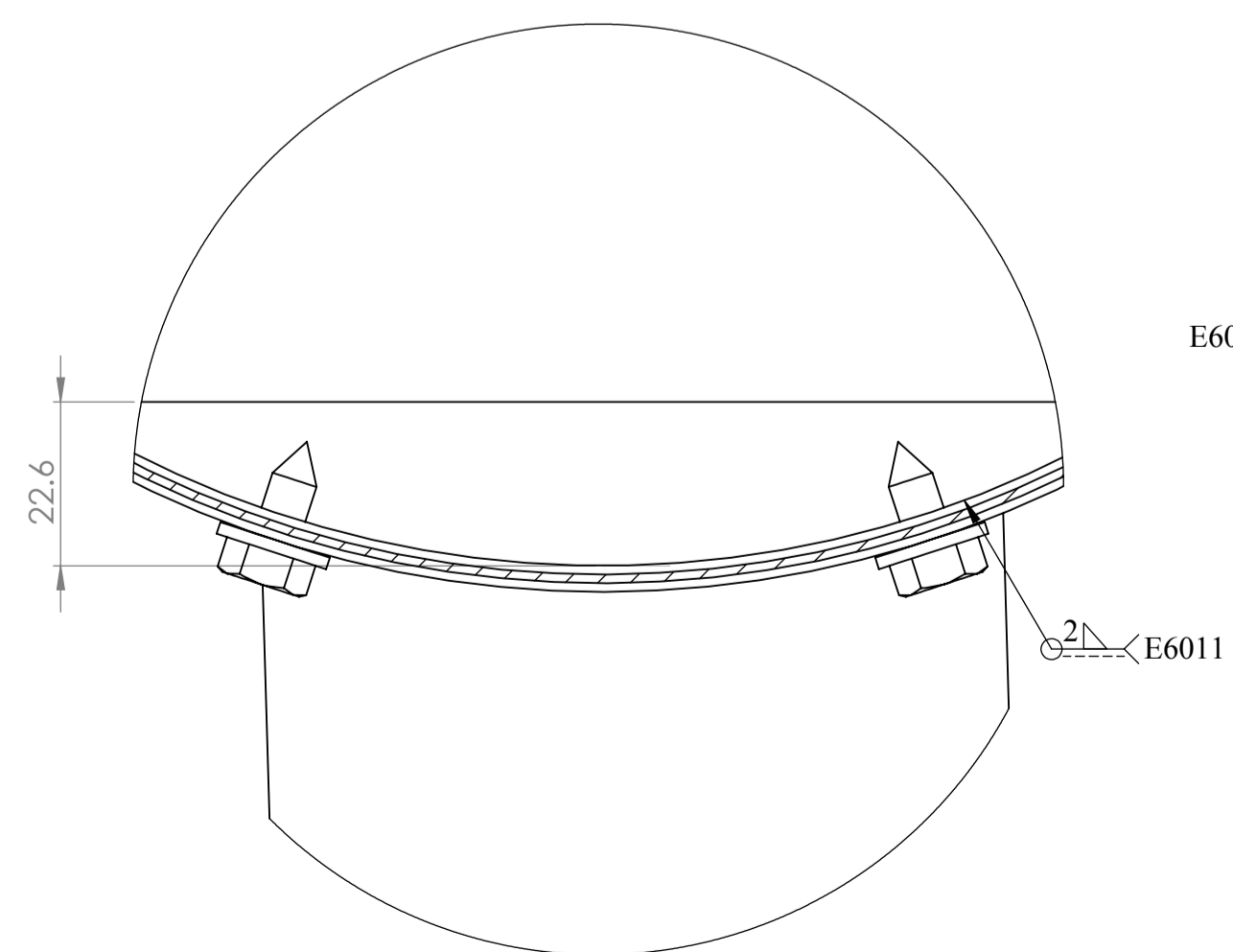
SECTION B-B



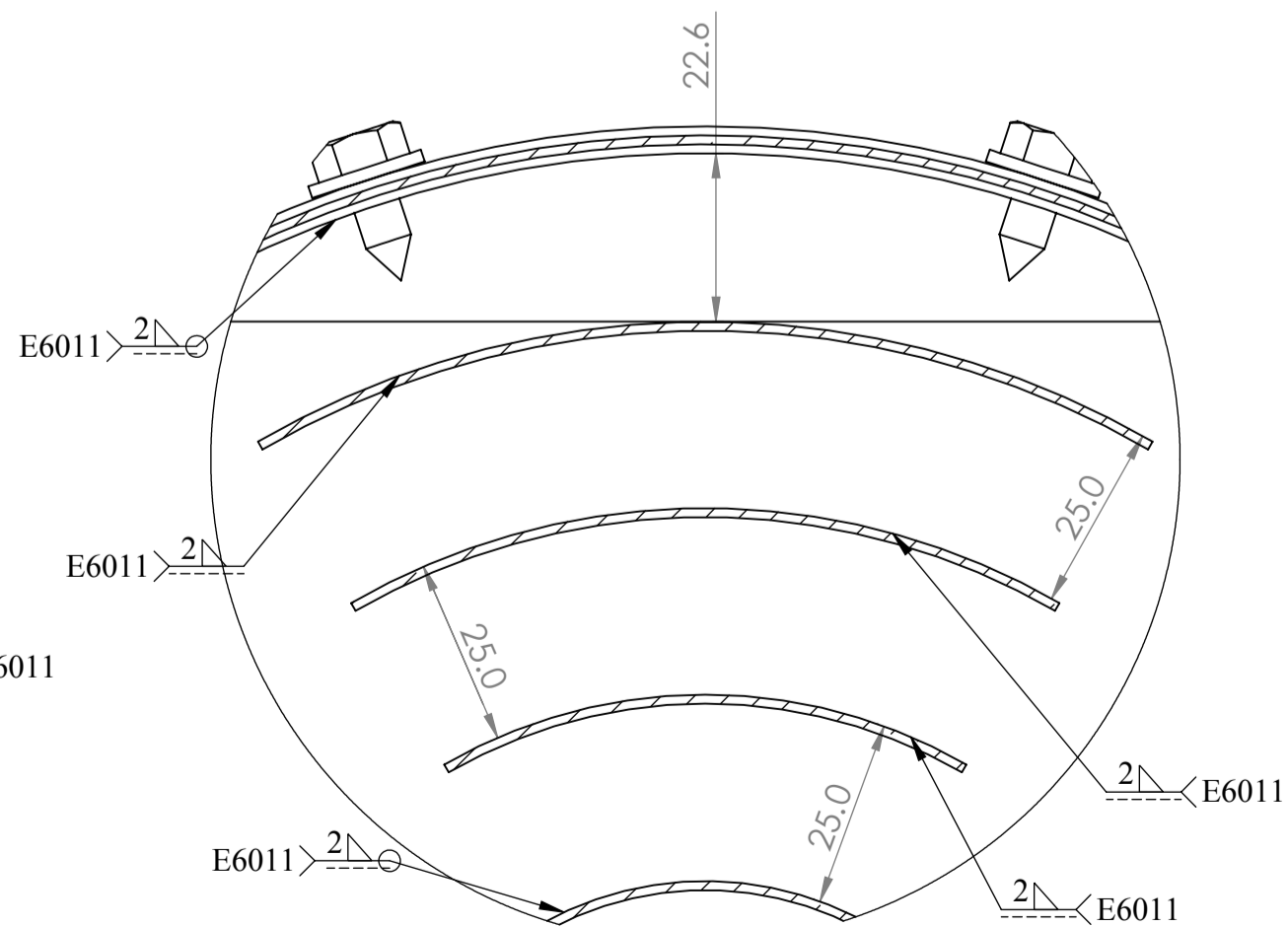
SECTION A-A



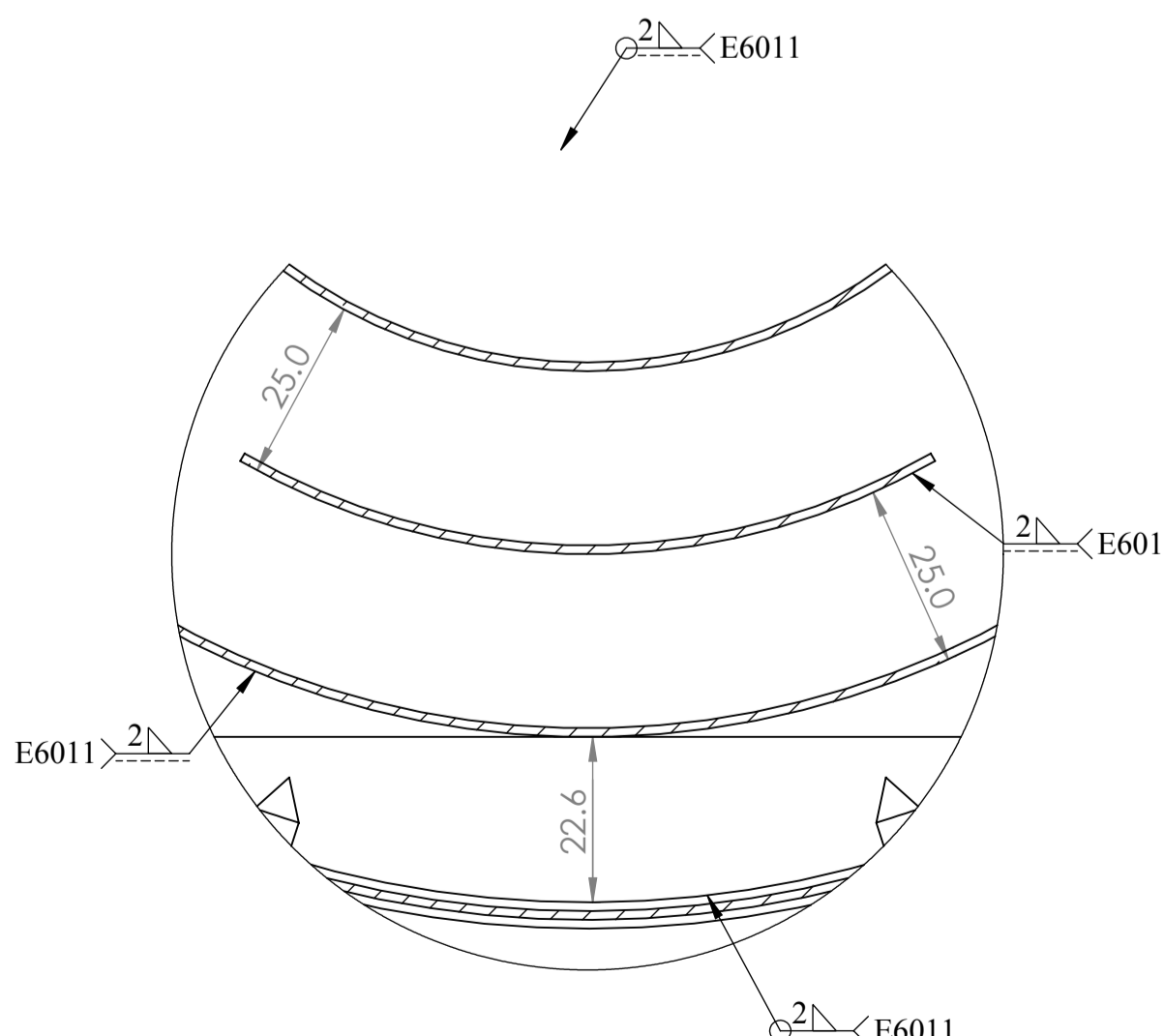
SCALE 1:5



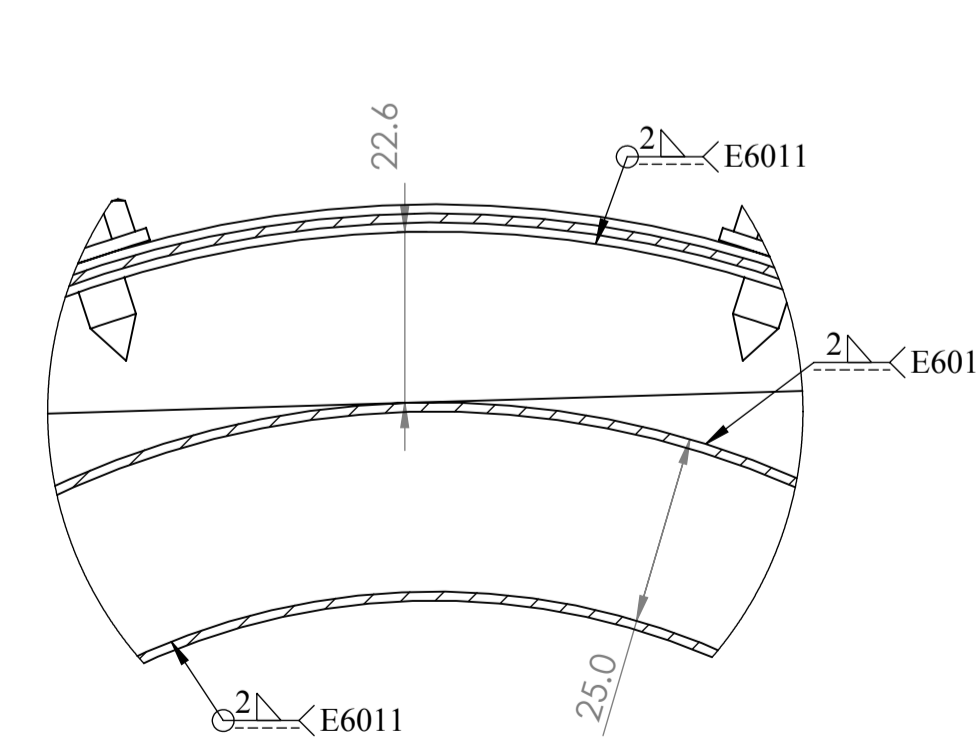
DETAIL J
SCALE 1 : 1



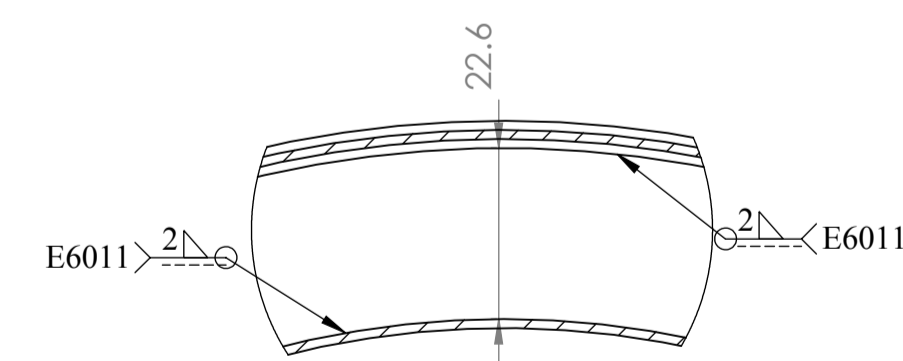
DETAIL I
SCALE 1 : 1



DETAIL H
SCALE 1 : 1



DETAIL G
SCALE 1 : 1

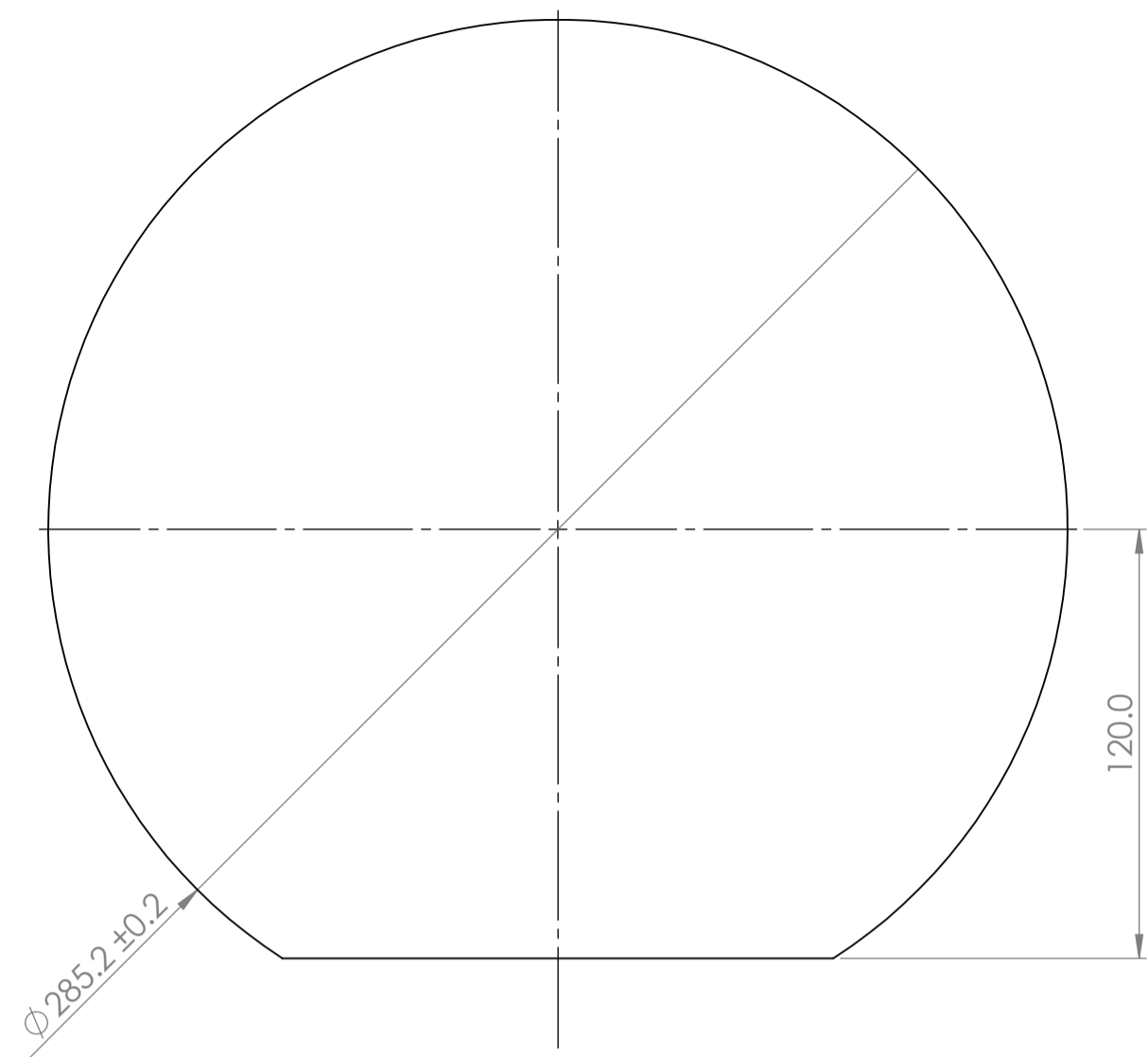


DETAIL K
SCALE 1 : 1

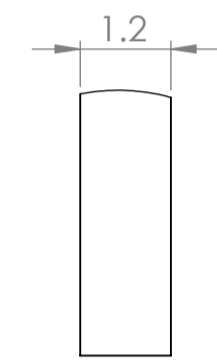
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 1	Mas de 1 hasta 3	Mas de 3 hasta 30	Mas de 30 hasta 120
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	ASTM A635
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE ENSAMBLE INTERCAMBIADOR DE CALOR	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 18

ANILLO 01

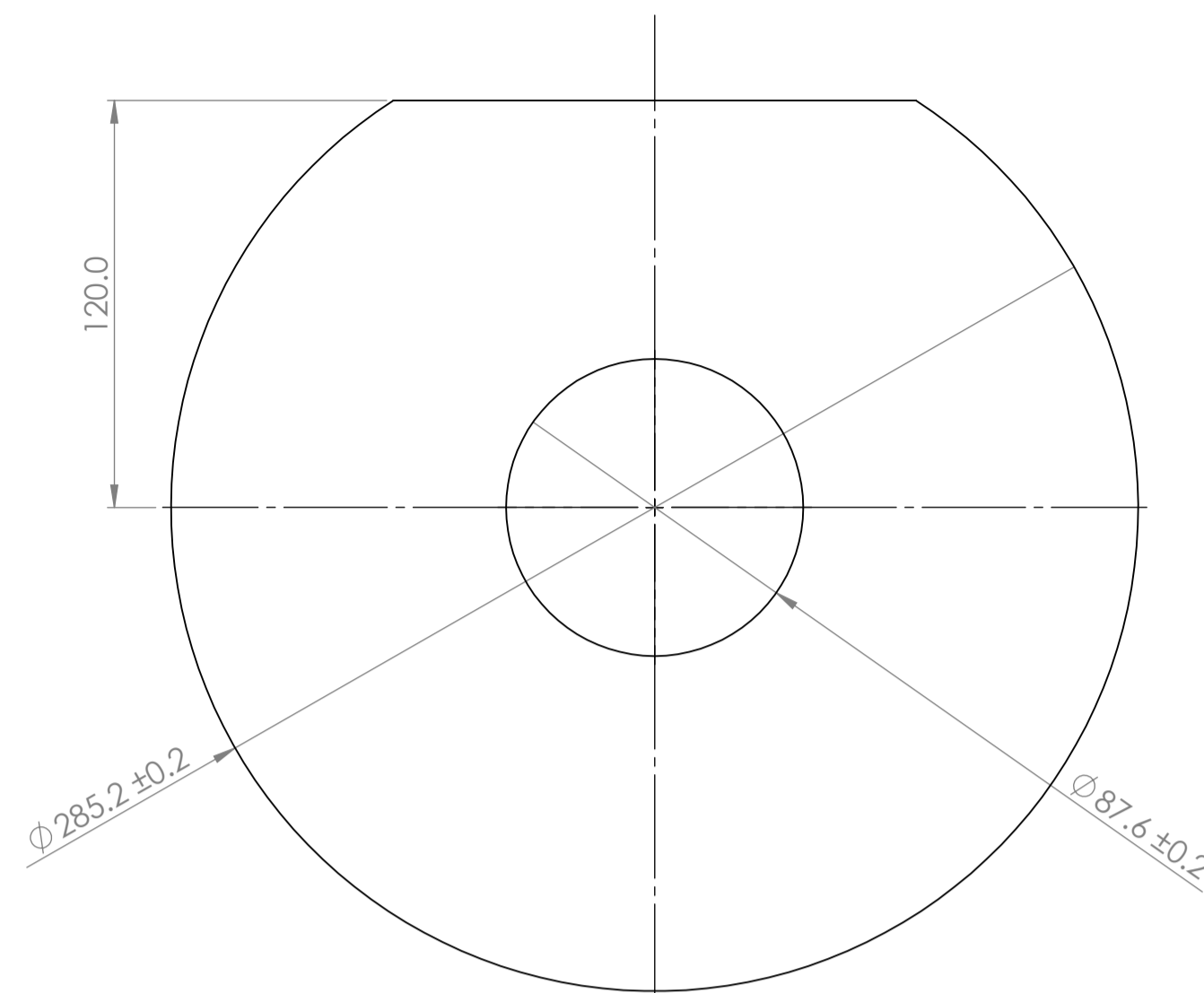


SCALE 1:2

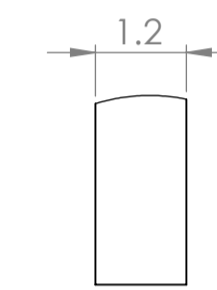


DETAIL A
SCALE 10 : 1

ANILLO 02

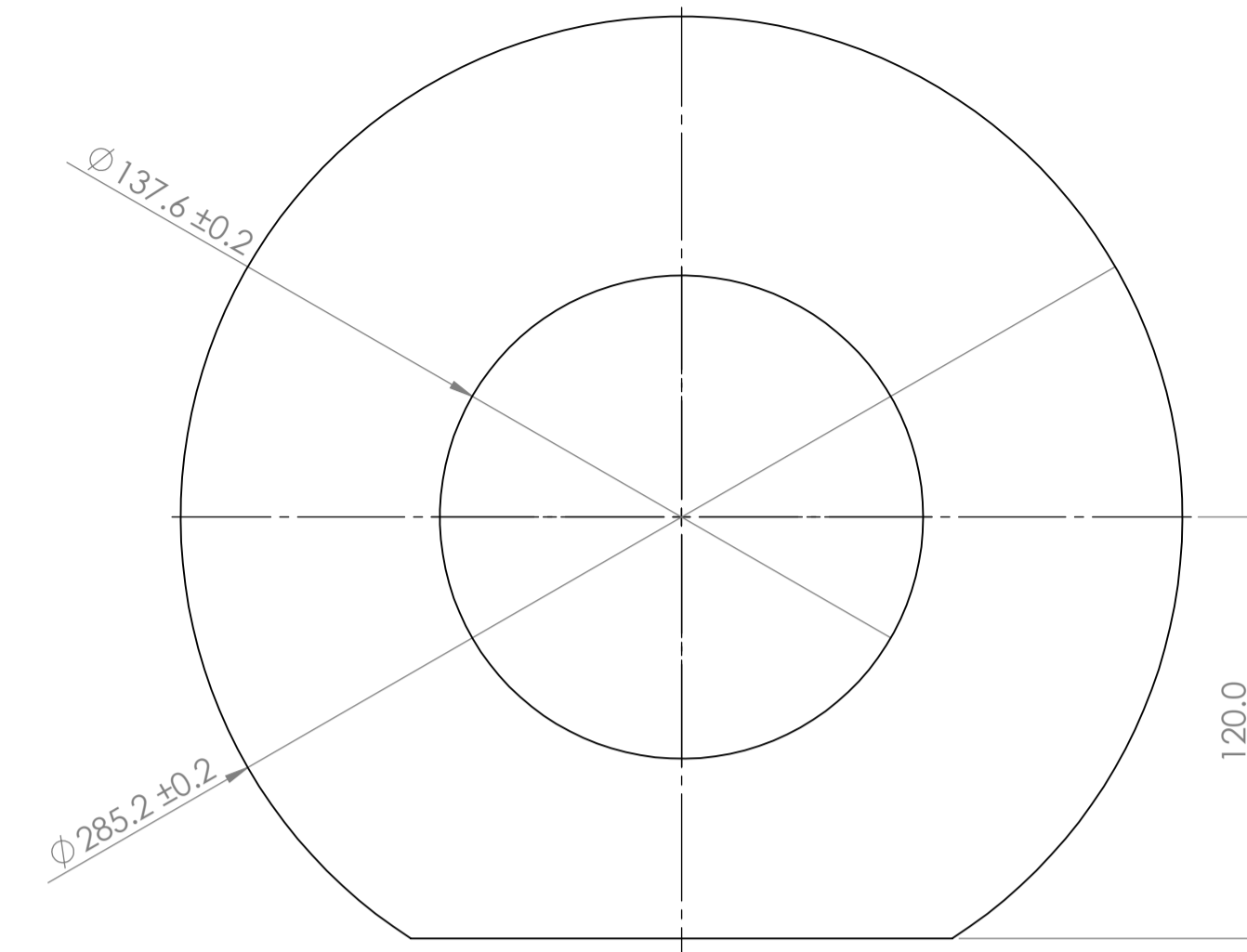


SCALE 1:2

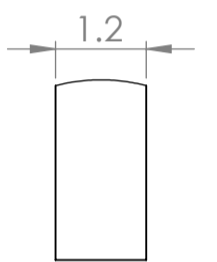


DETAIL B
SCALE 10 : 1

ANILLO 03

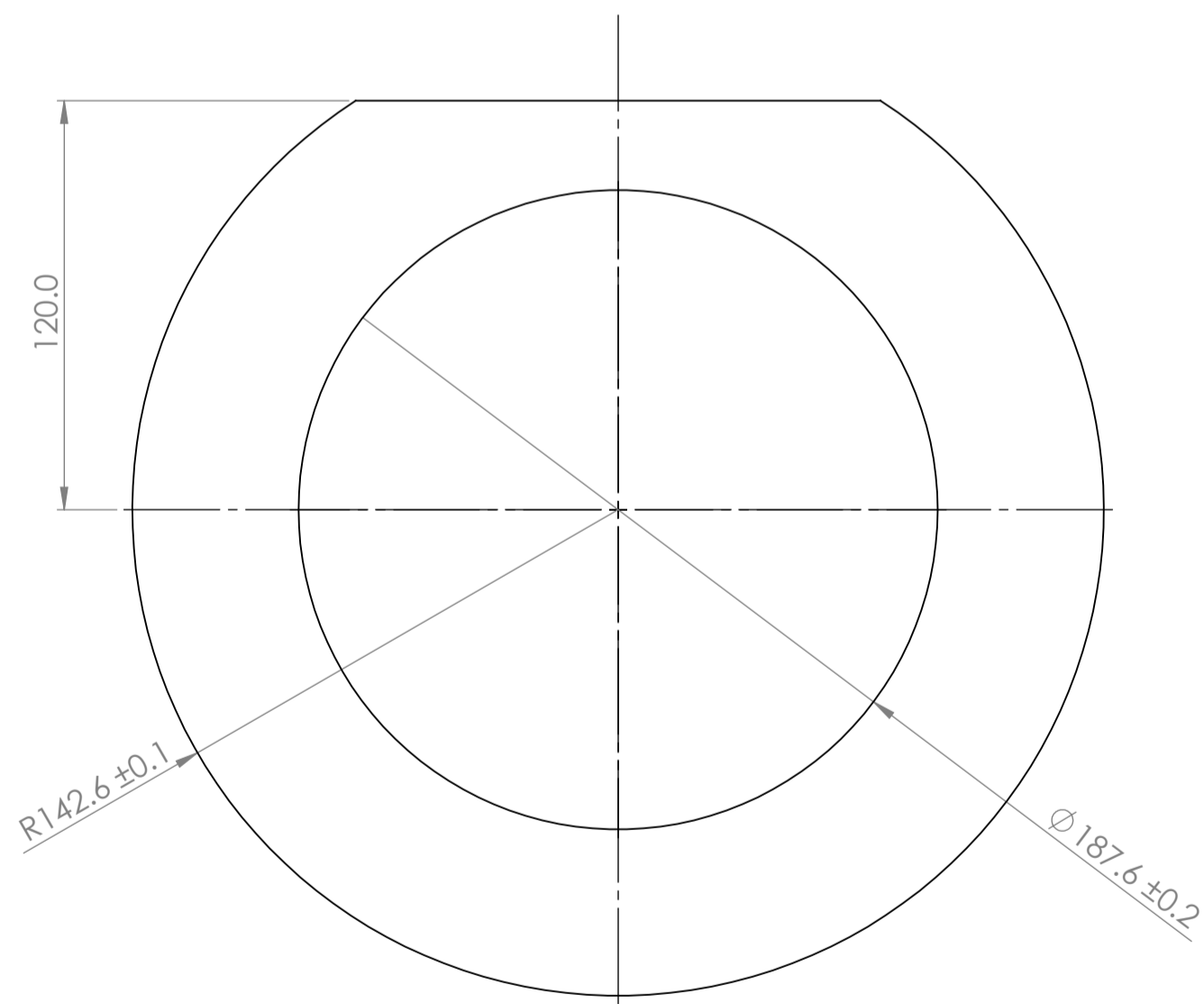


SCALE 1:2

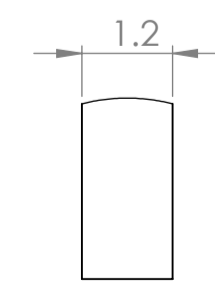


DETAIL C
SCALE 10 : 1

ANILLO 04

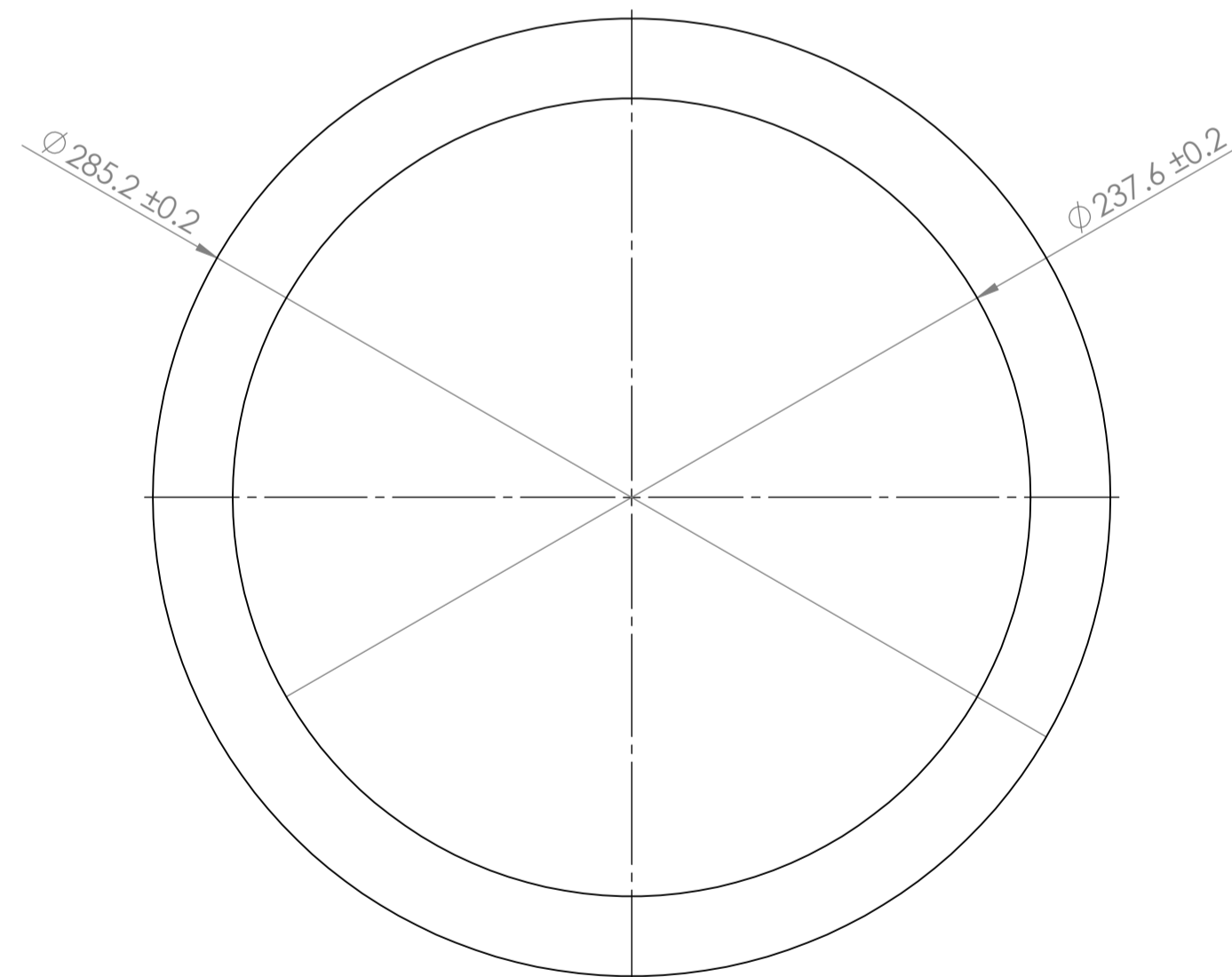


SCALE 1:2

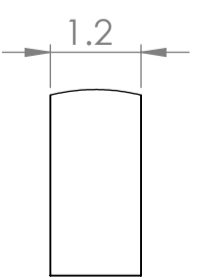


DETAIL D
SCALE 10 : 1

ANILLO 05

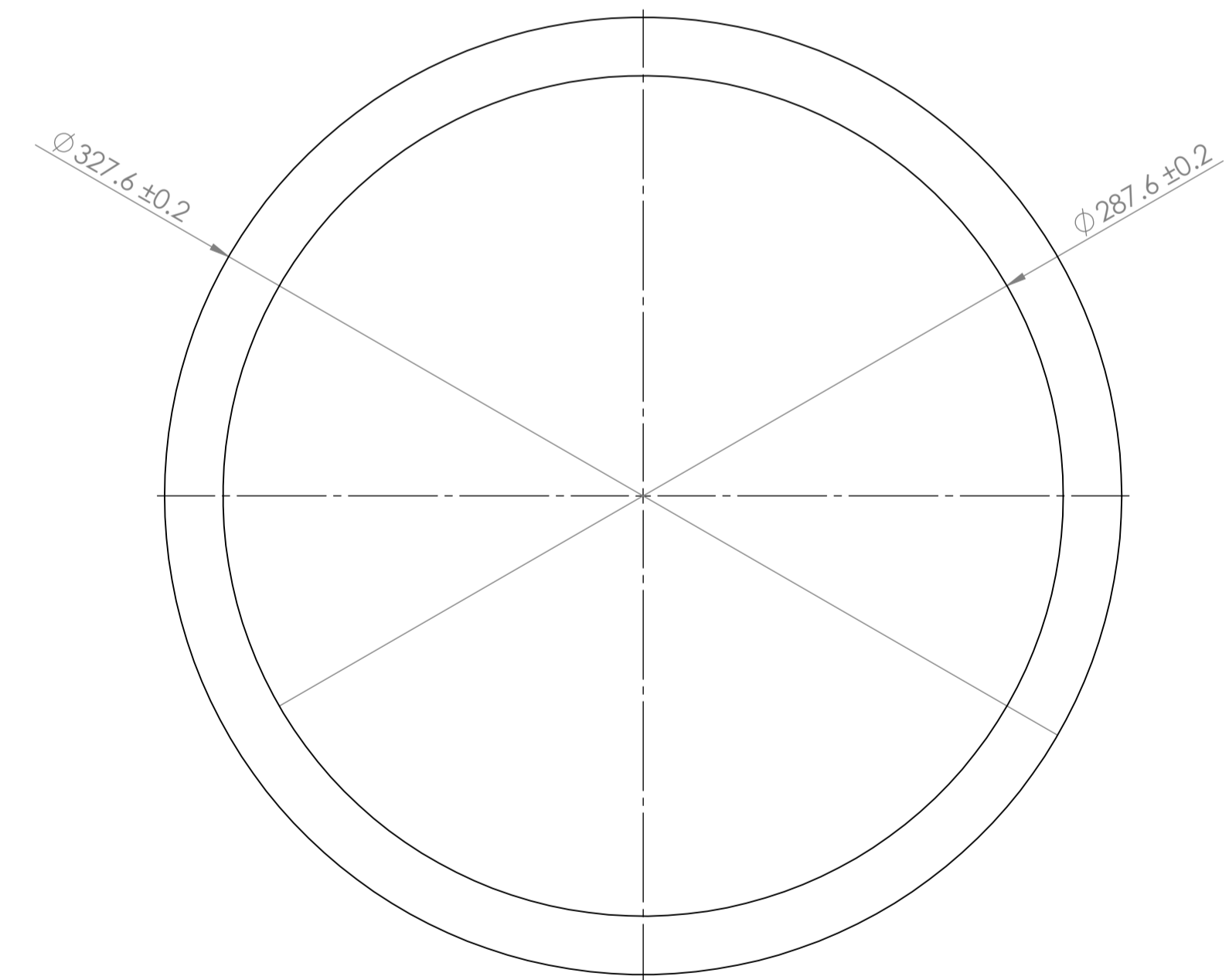


SCALE 1:2

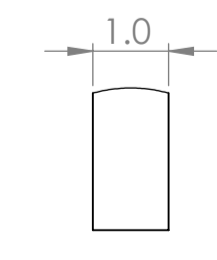


DETAIL E
SCALE 10 : 1

EMPAQUE DE TAPA POSTERIOR



SCALE 1:2

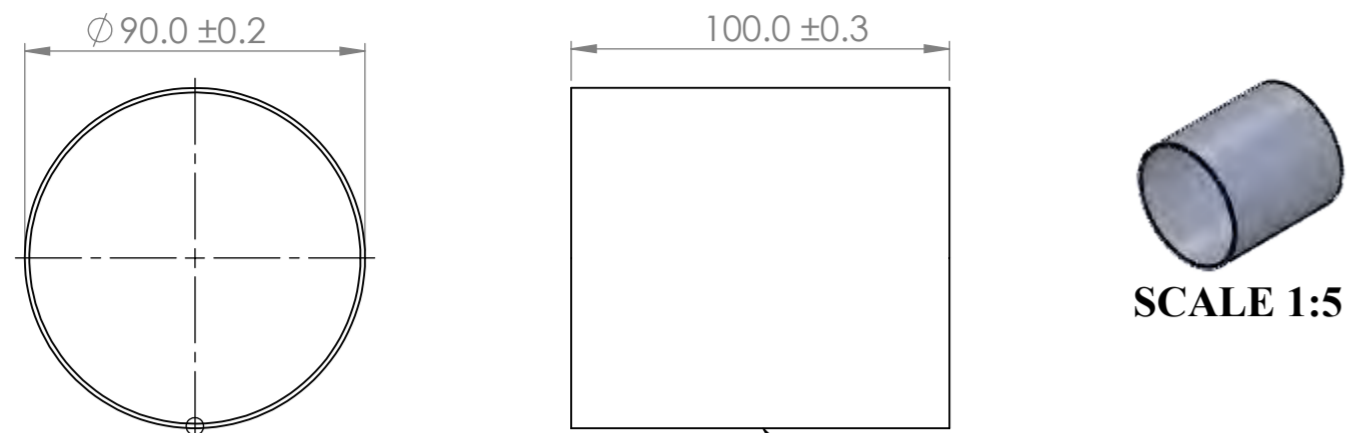


DETAIL F
SCALE 10 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3

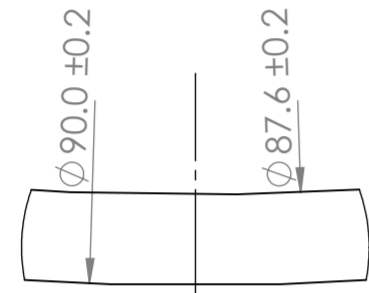
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	ASTM A653
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE DE INTERCAMBIADOR DE CALOR-ANILLOS	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 19

BASE 01



SCALE 1:5

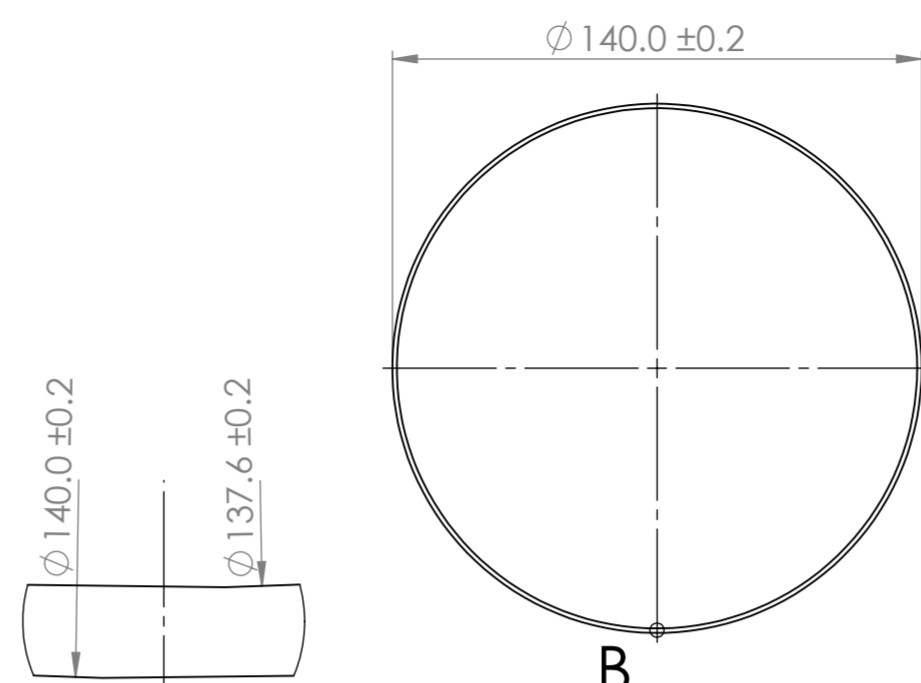
A
SCALE 1:2



DETAIL A
SCALE 10 : 1

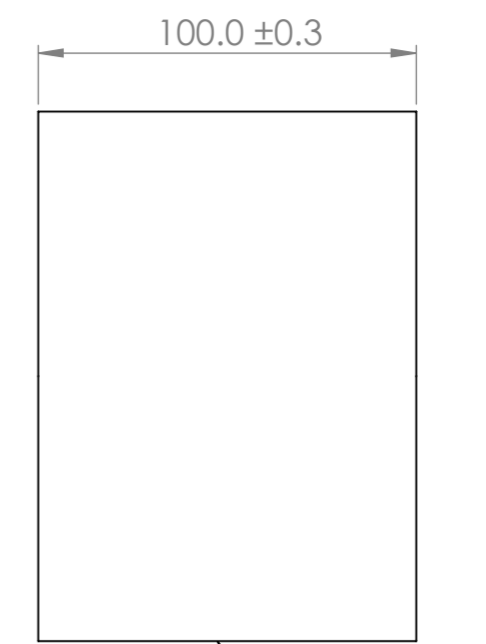
1.2√ E6011

BASE 02



B
SCALE 1:2

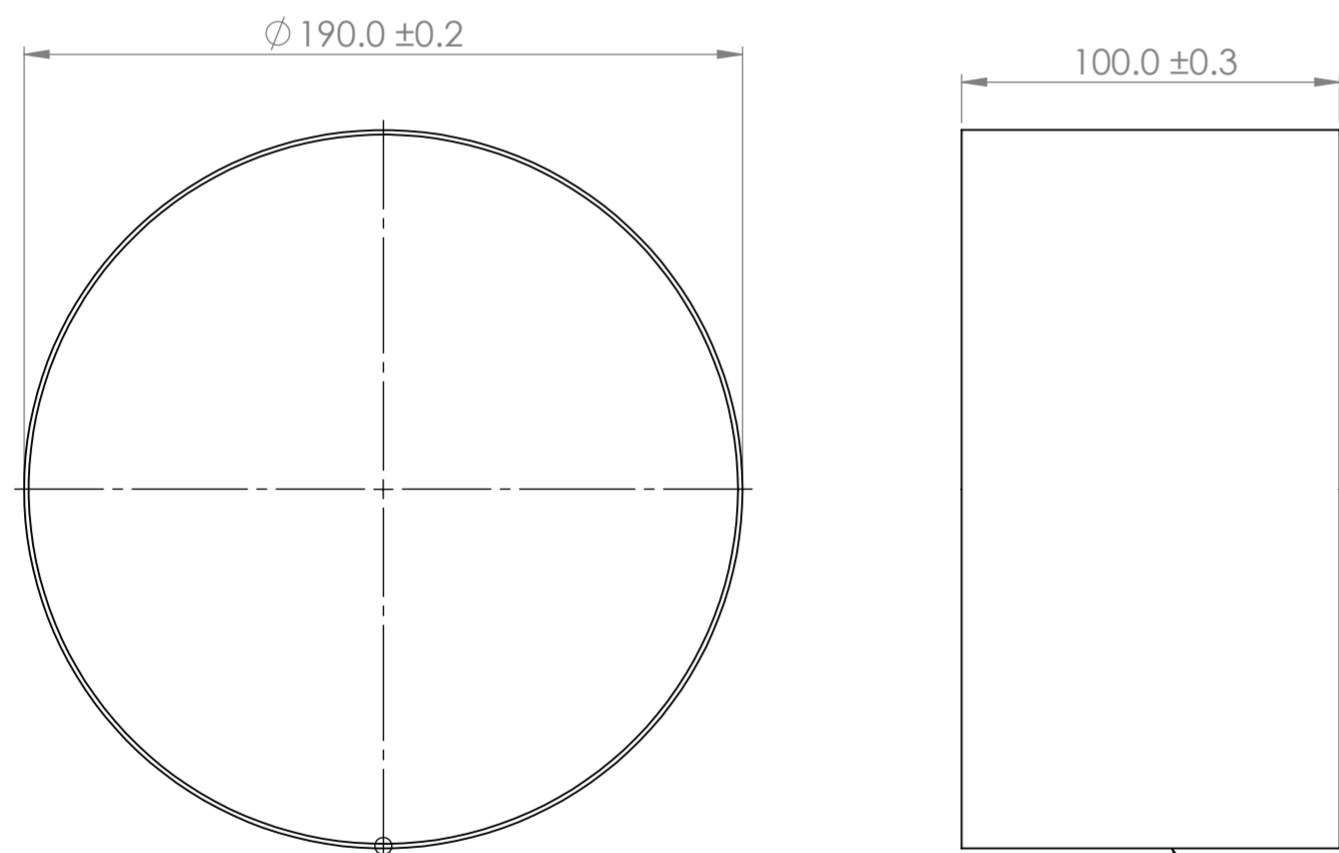
DETAIL B
SCALE 10 : 1



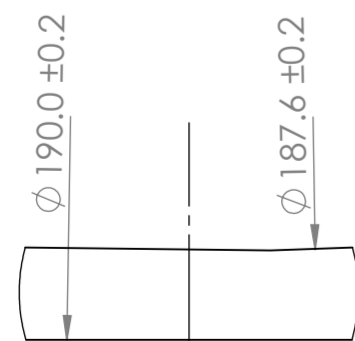
SCALE 1:5

1.2√ E6011

BASE 03



C
SCALE 1:2



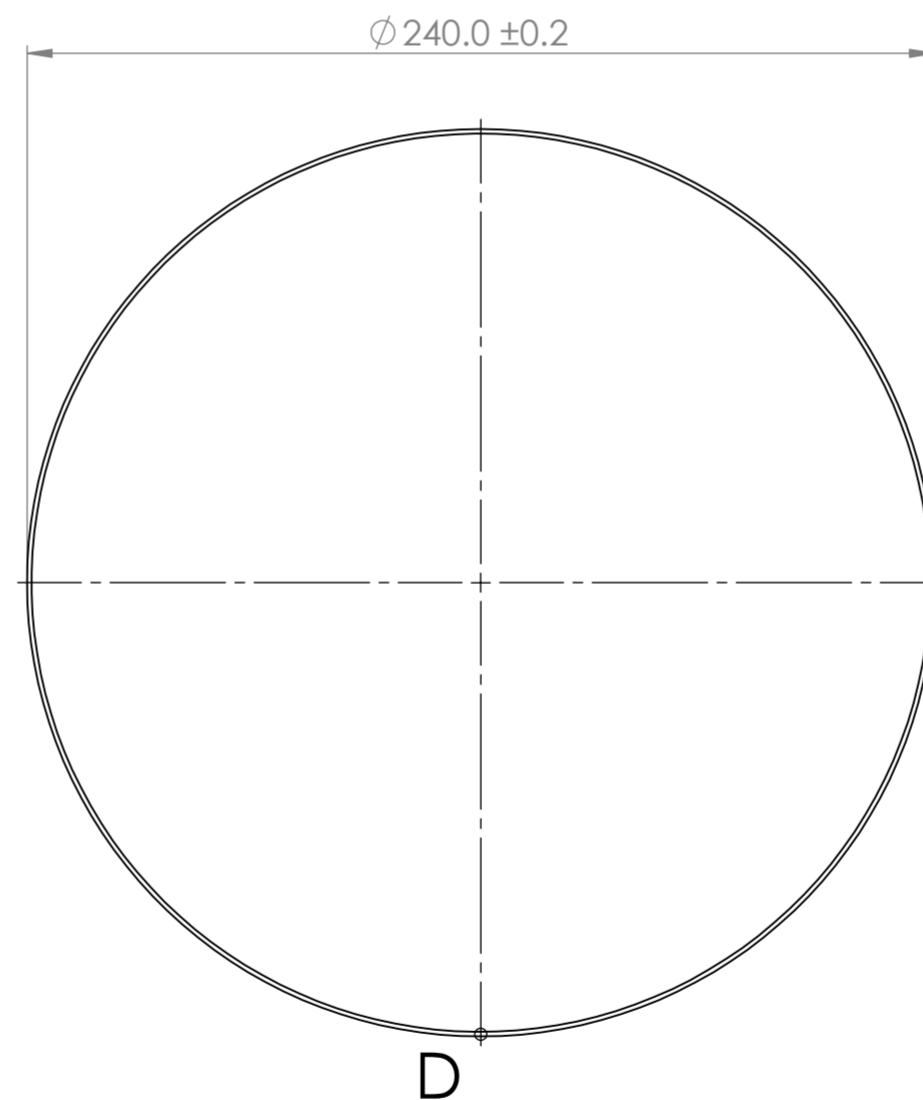
DETAIL C
SCALE 10 : 1

1.2√ E6011

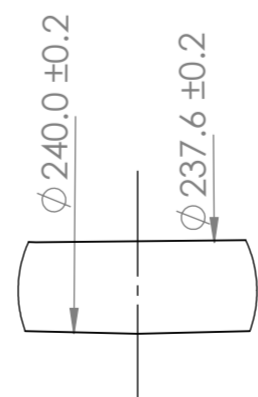


SCALE 1:5

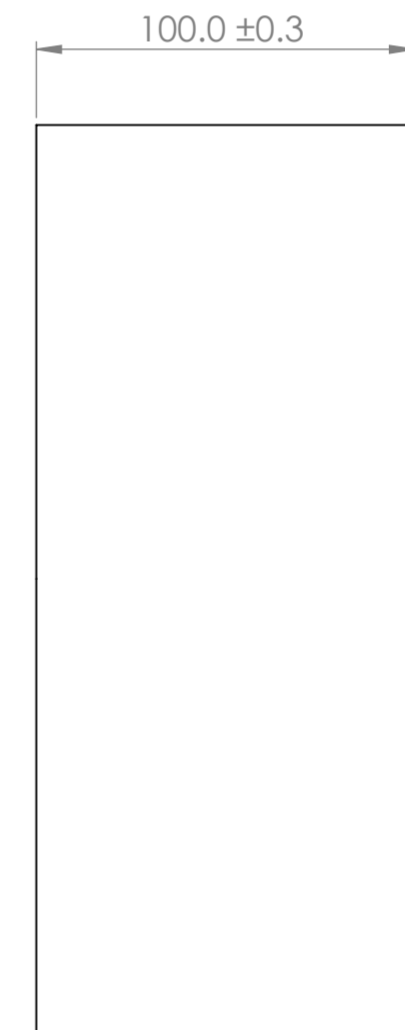
BASE 04



D



DETAIL D
SCALE 10 : 1



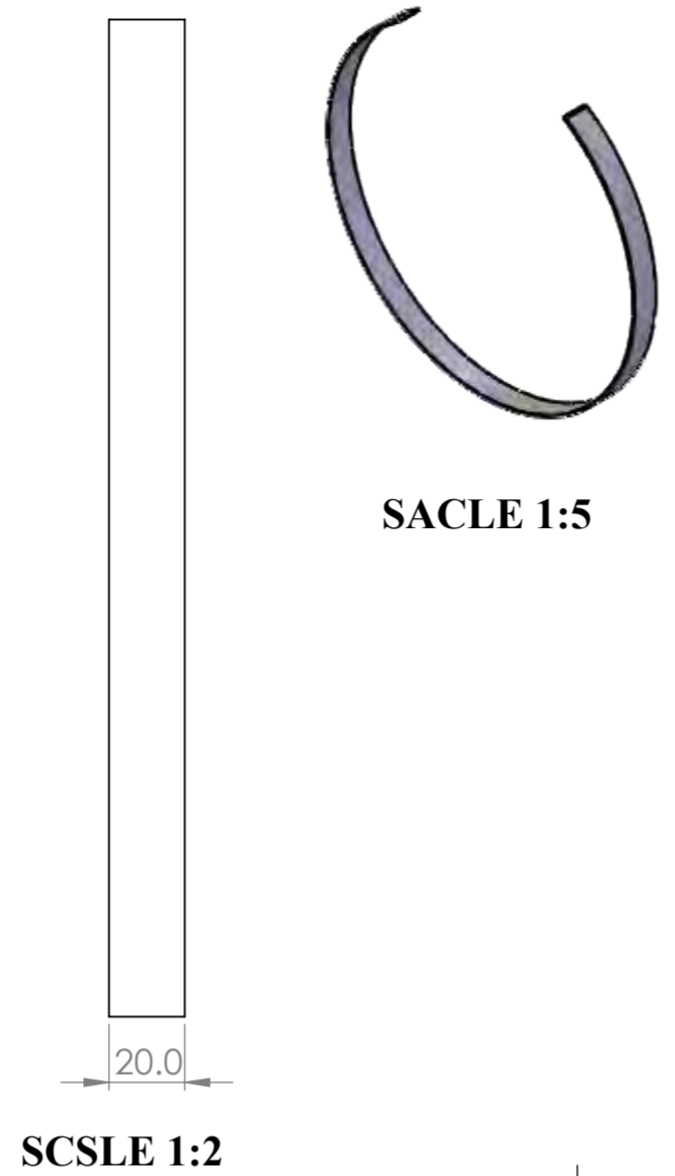
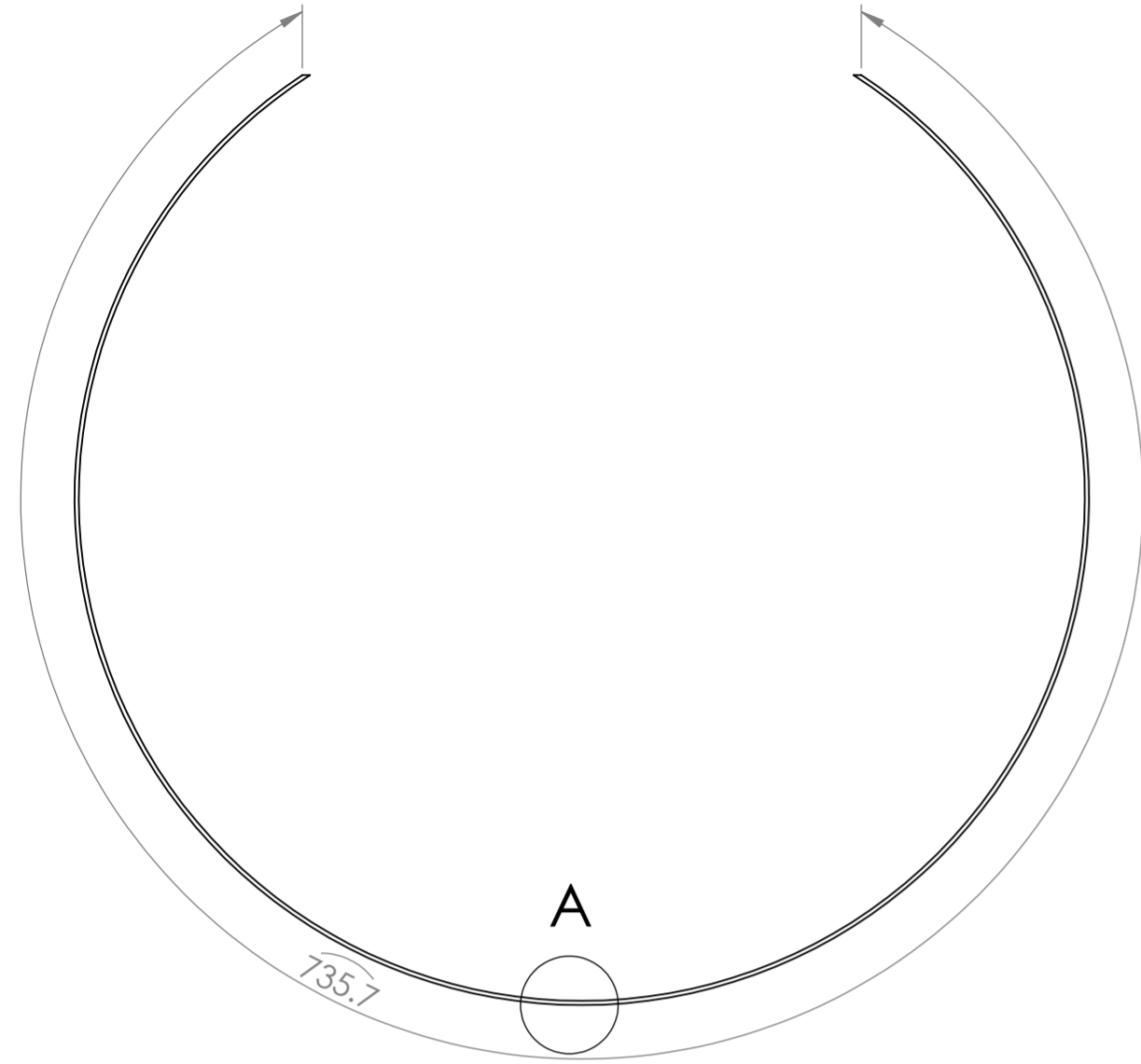
SCALE 1:5

SCALE 1:2

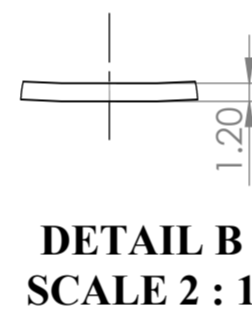
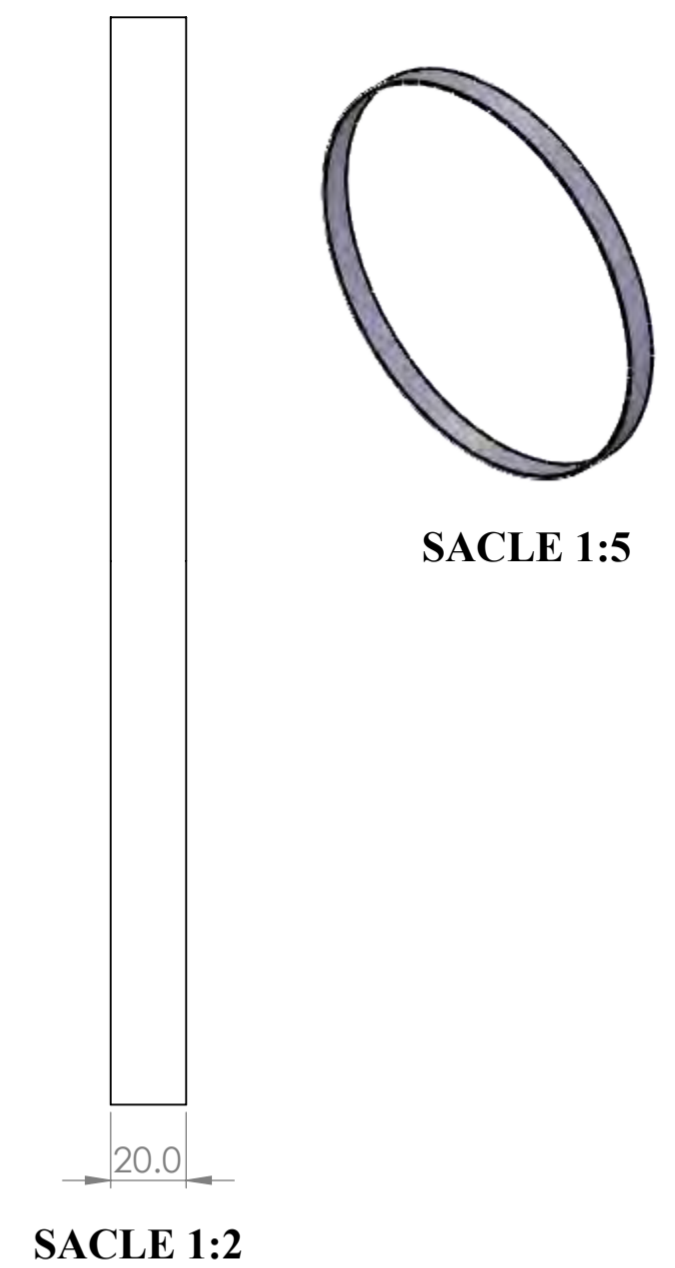
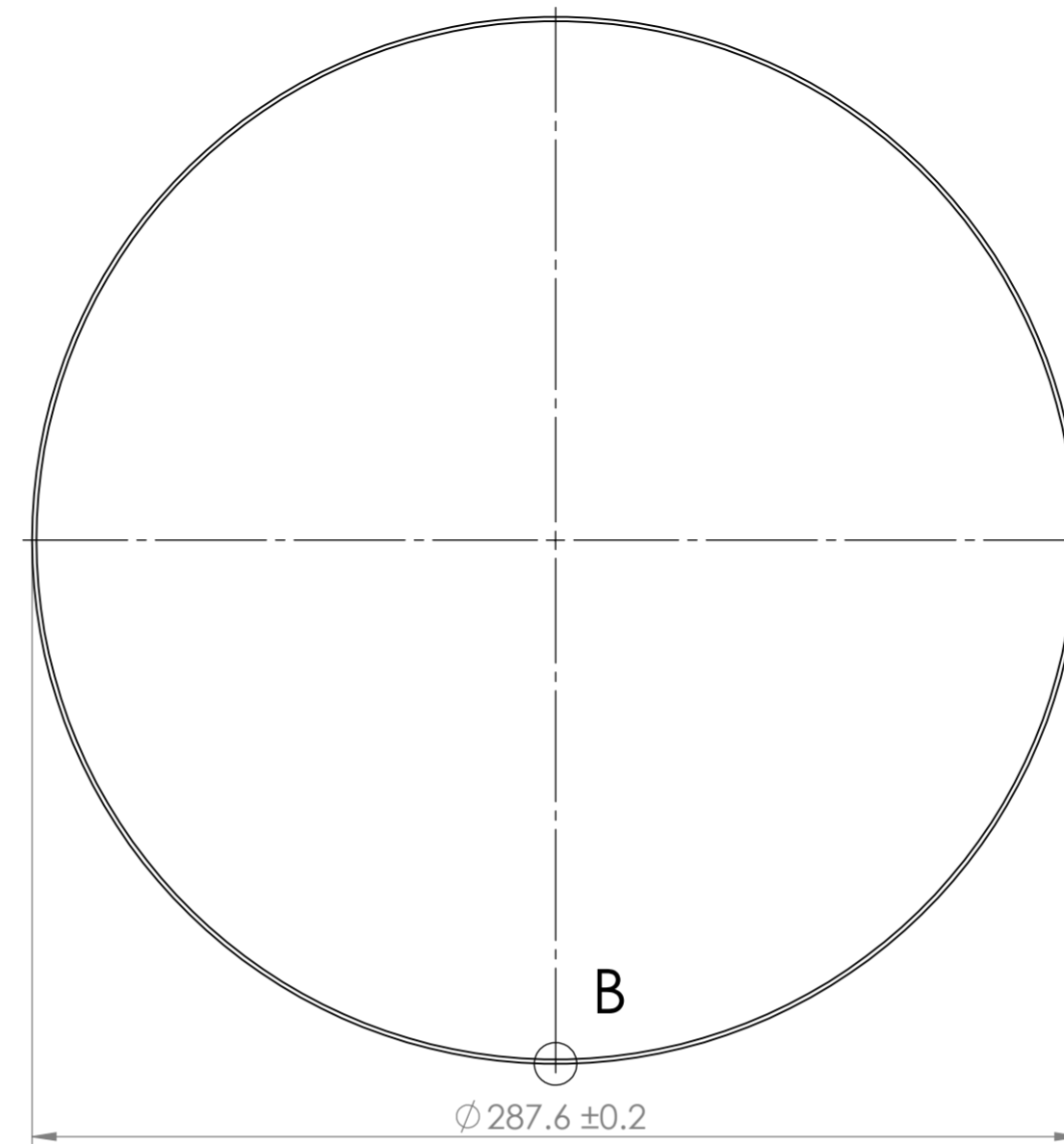
1.2√ E6011

ACABADO SUPERFICIAL -----	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - FINO	MATERIAL ASTM A653
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE DESPIECE INTERCAMBIADOR DE CALOR-BASES	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A2-LAMINA 20

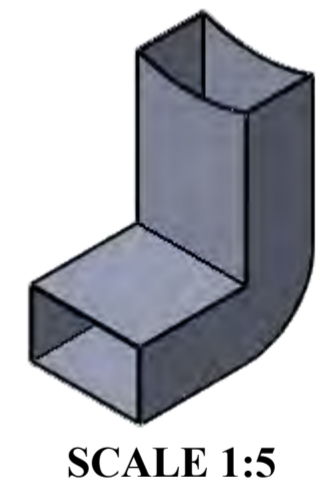
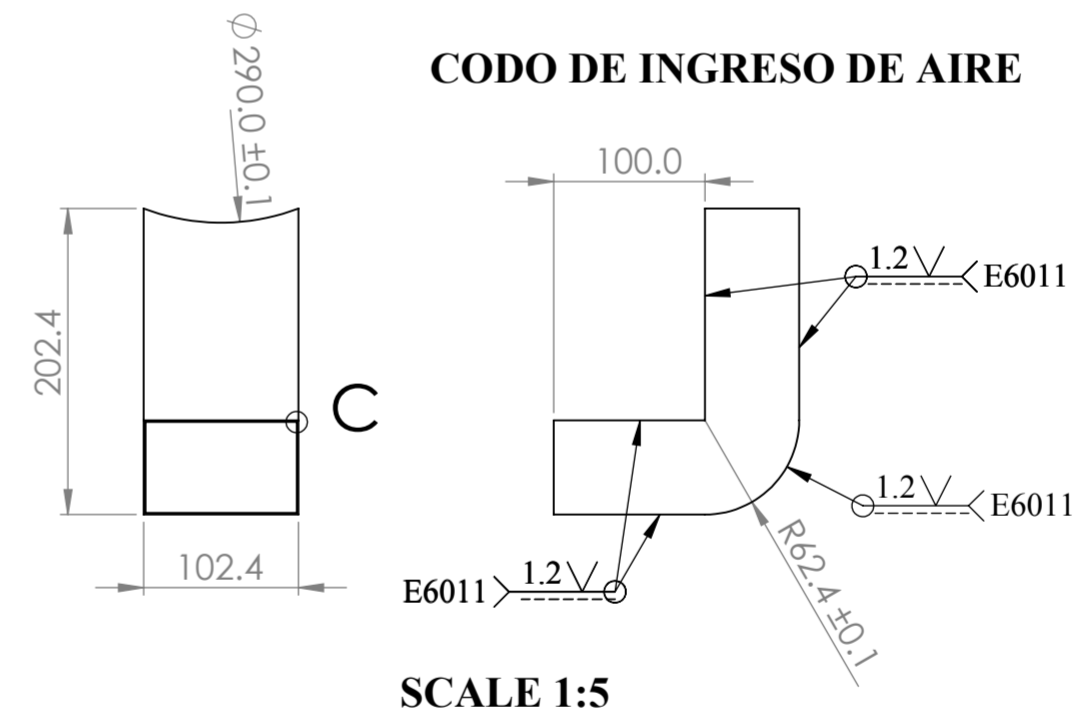
ARO DE ENPALME 01



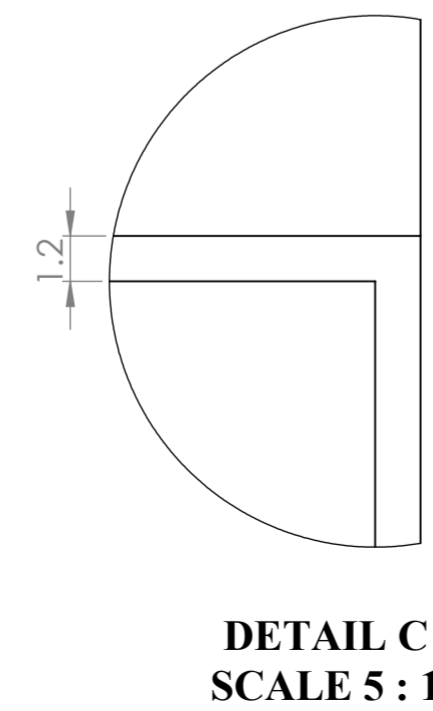
ARO DE ENPALME 02



CODO DE INGRESO DE AIRE

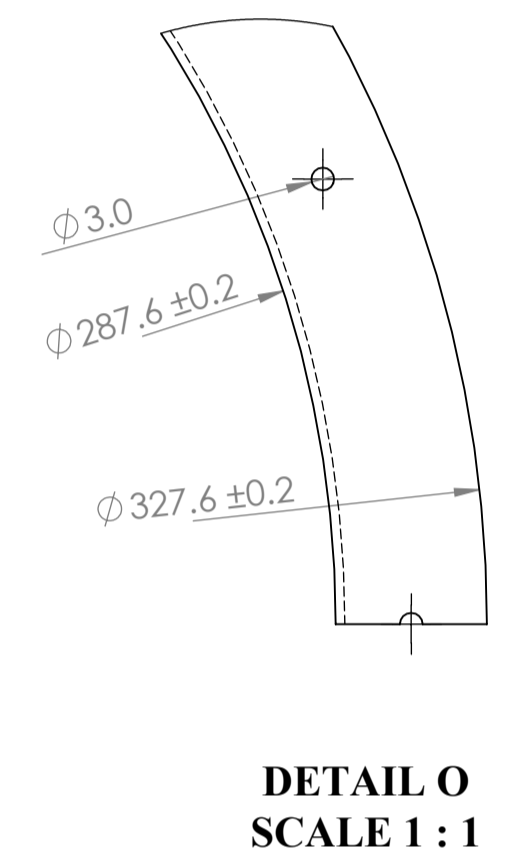
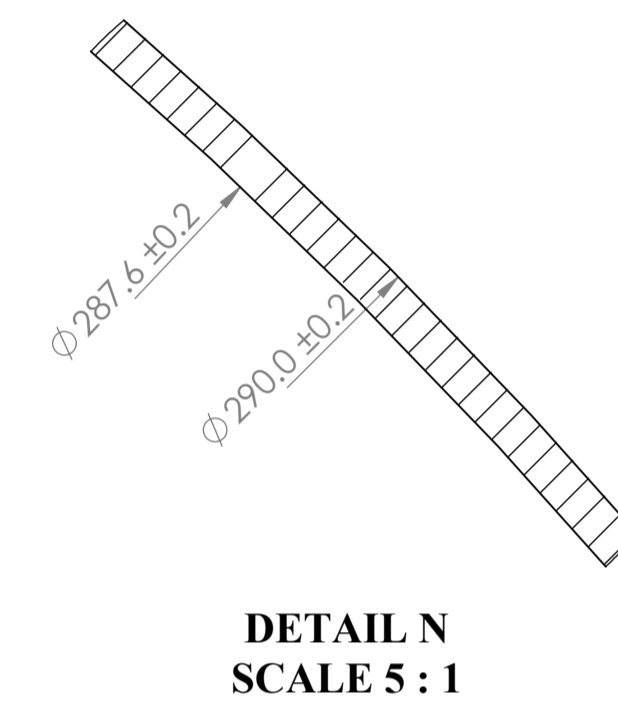
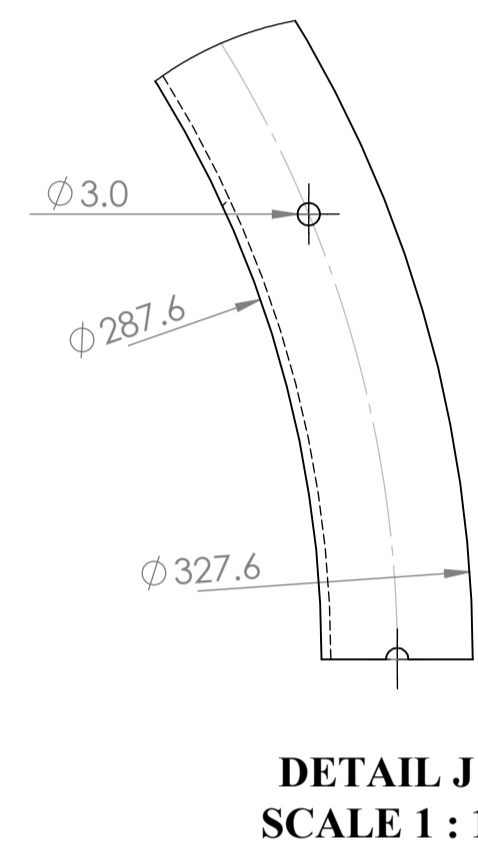
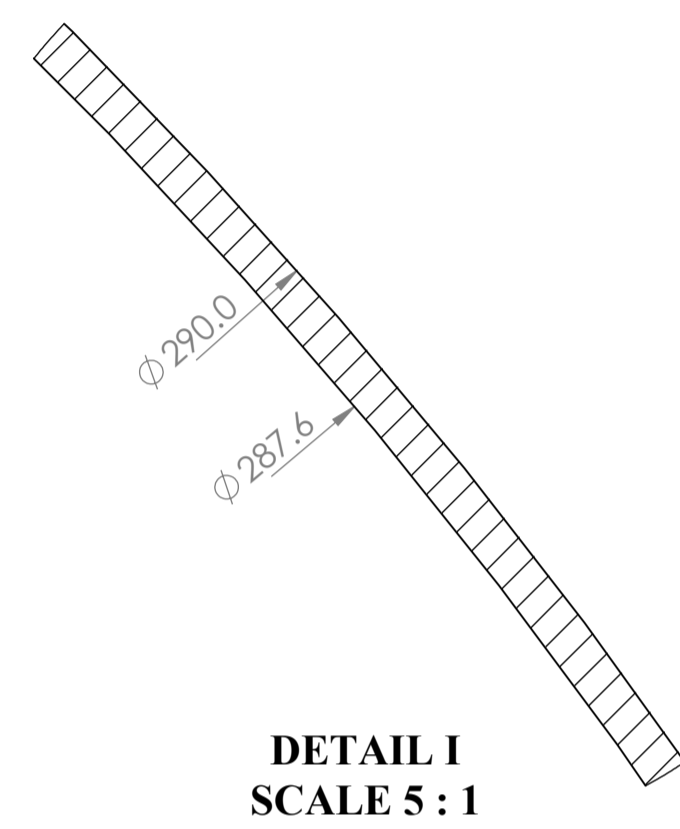
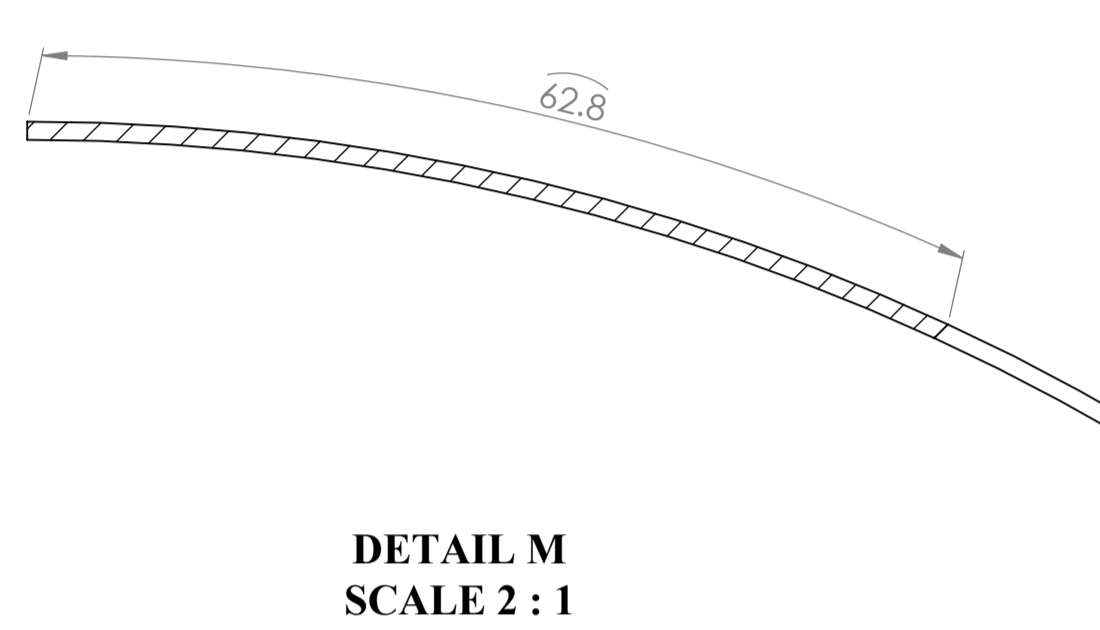
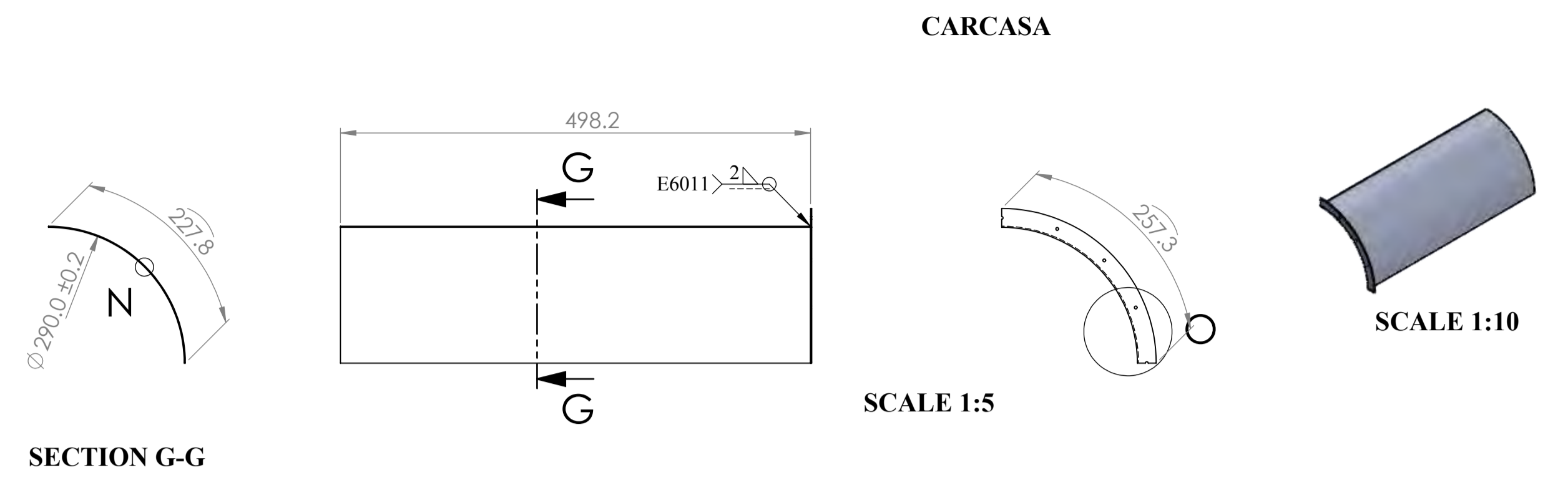
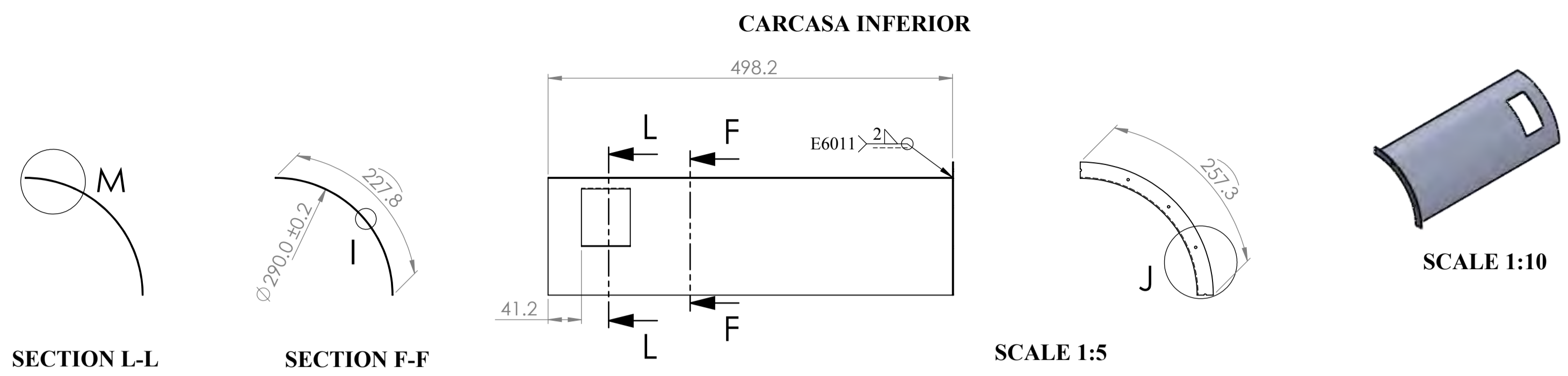


CORREA DE AJUSTE EXTERIOR

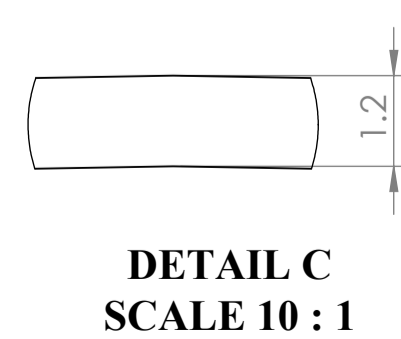
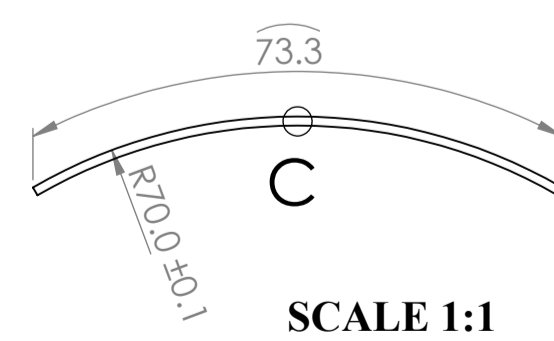
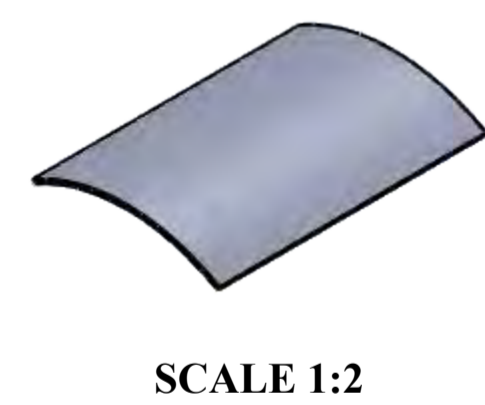
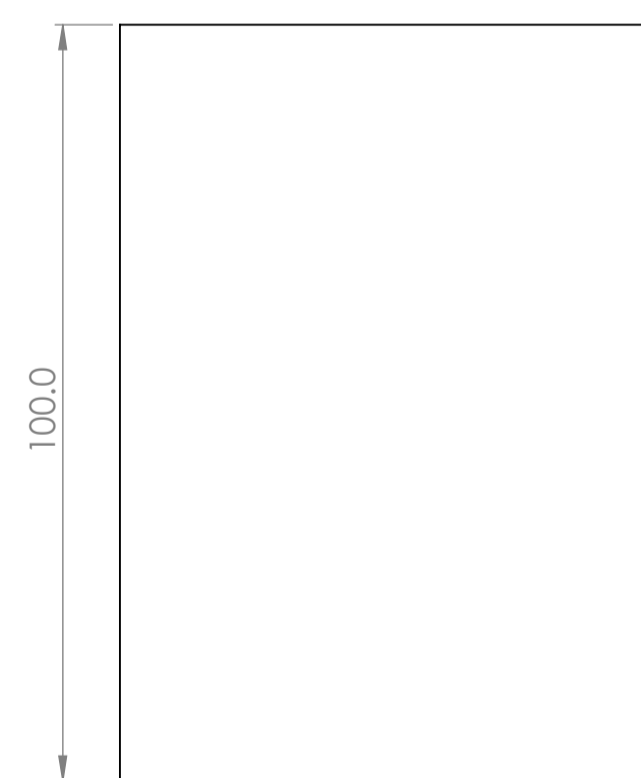


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3

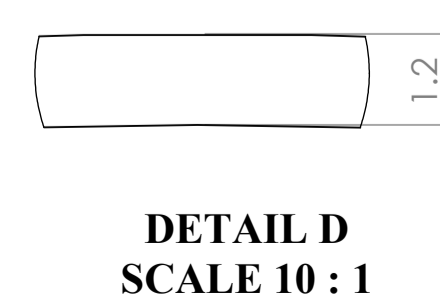
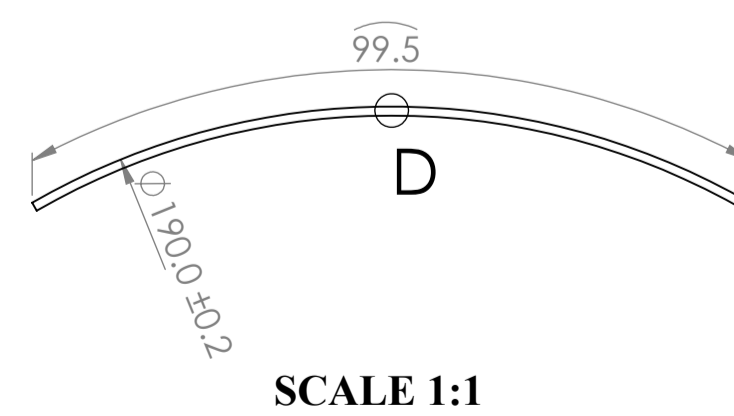
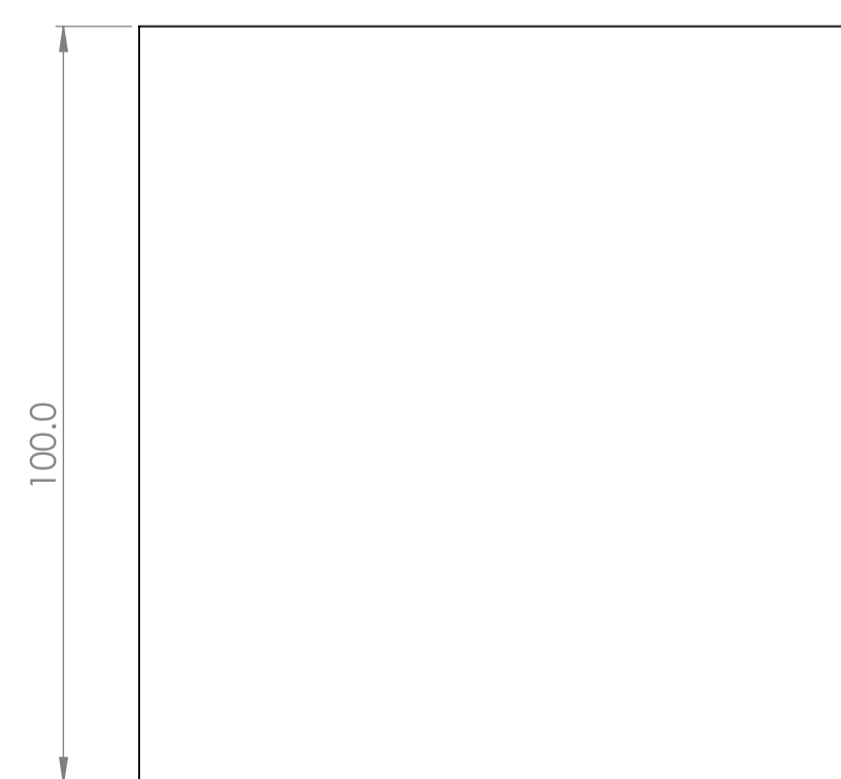
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-----	DIN 7168 - MEDIO	ASTM A653
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE IN TERCAMBIADOR DE CALOR	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A2-LAMINA 21	



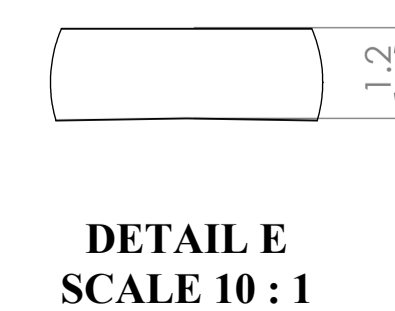
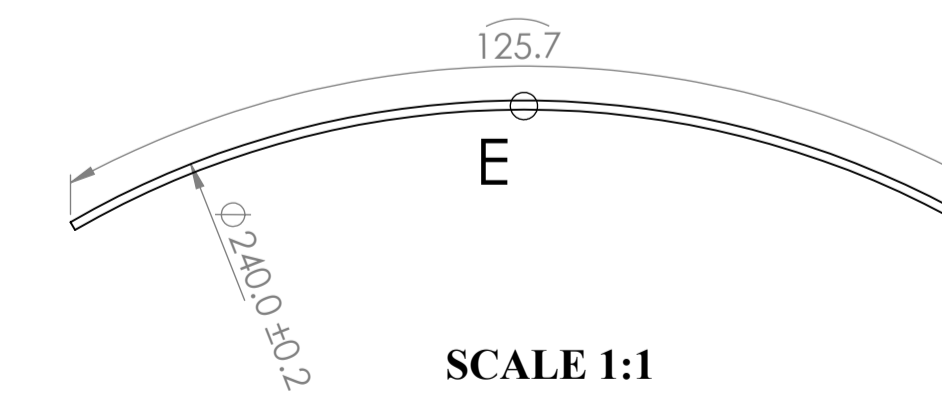
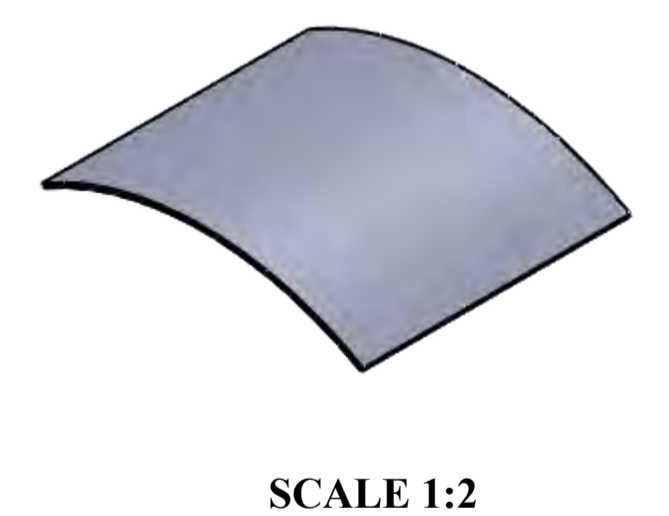
ALETA 01



ALETA 02

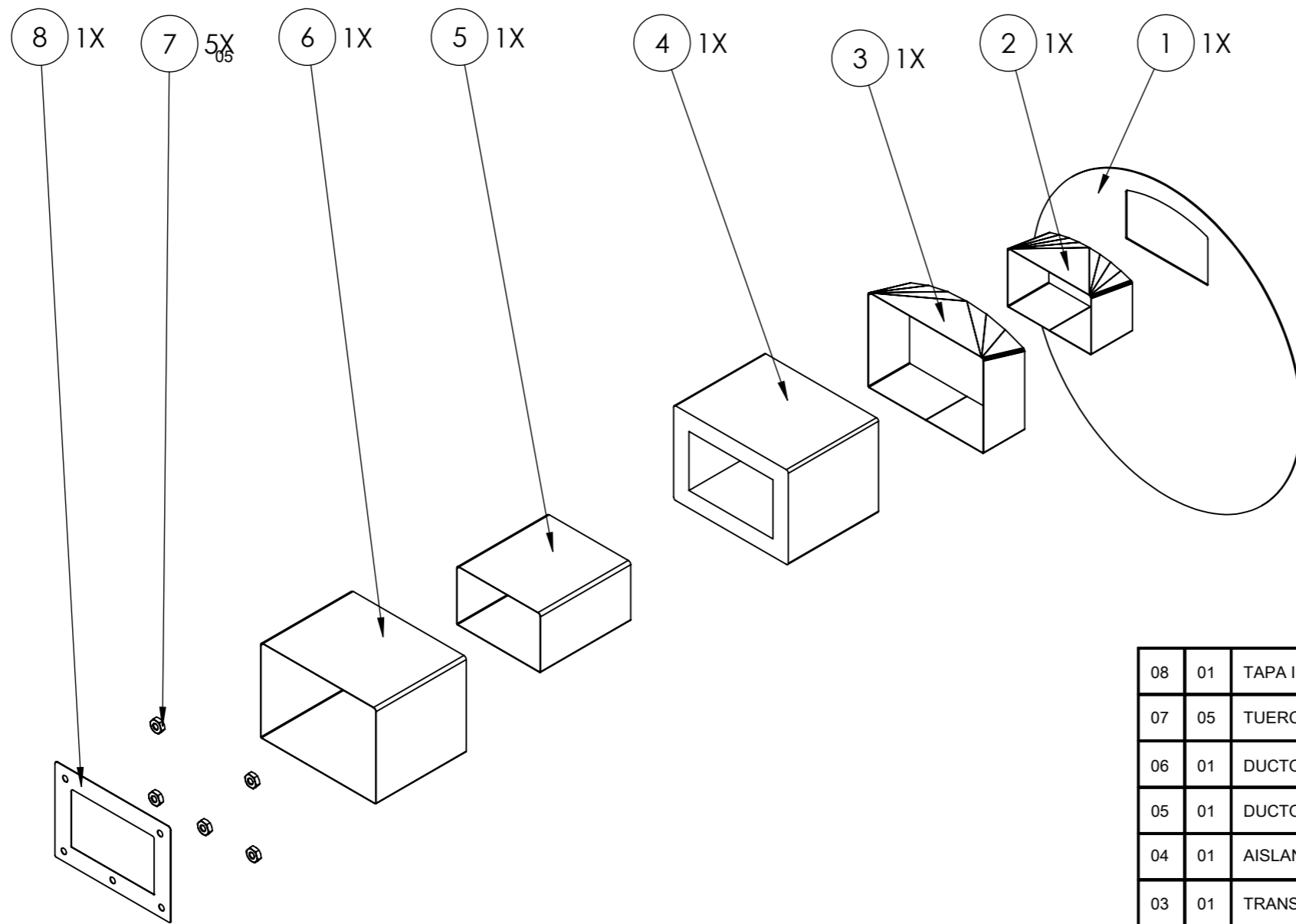


ALETA 03



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

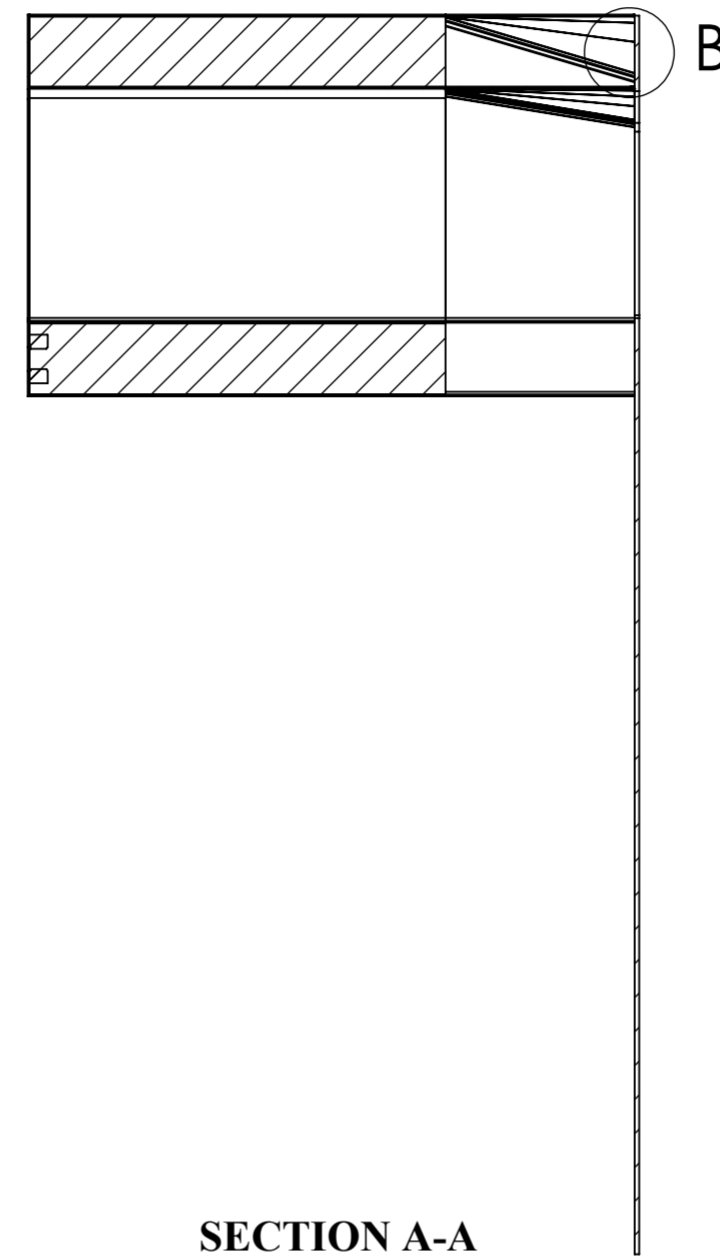
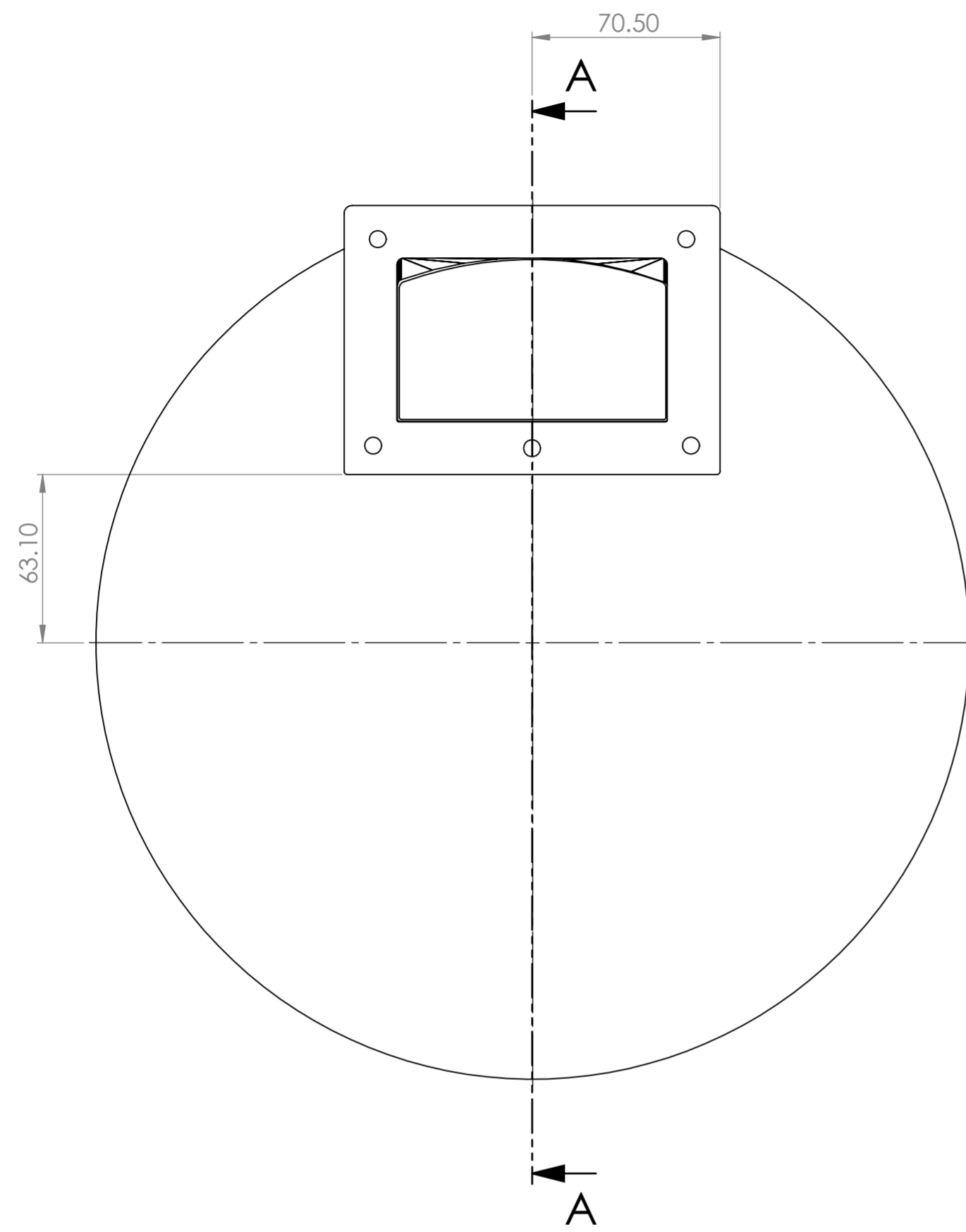
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
.....	DIN 7168 - MEDIO	ASTM A653
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE INTERCAMBIADOR DE CALOR	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 22



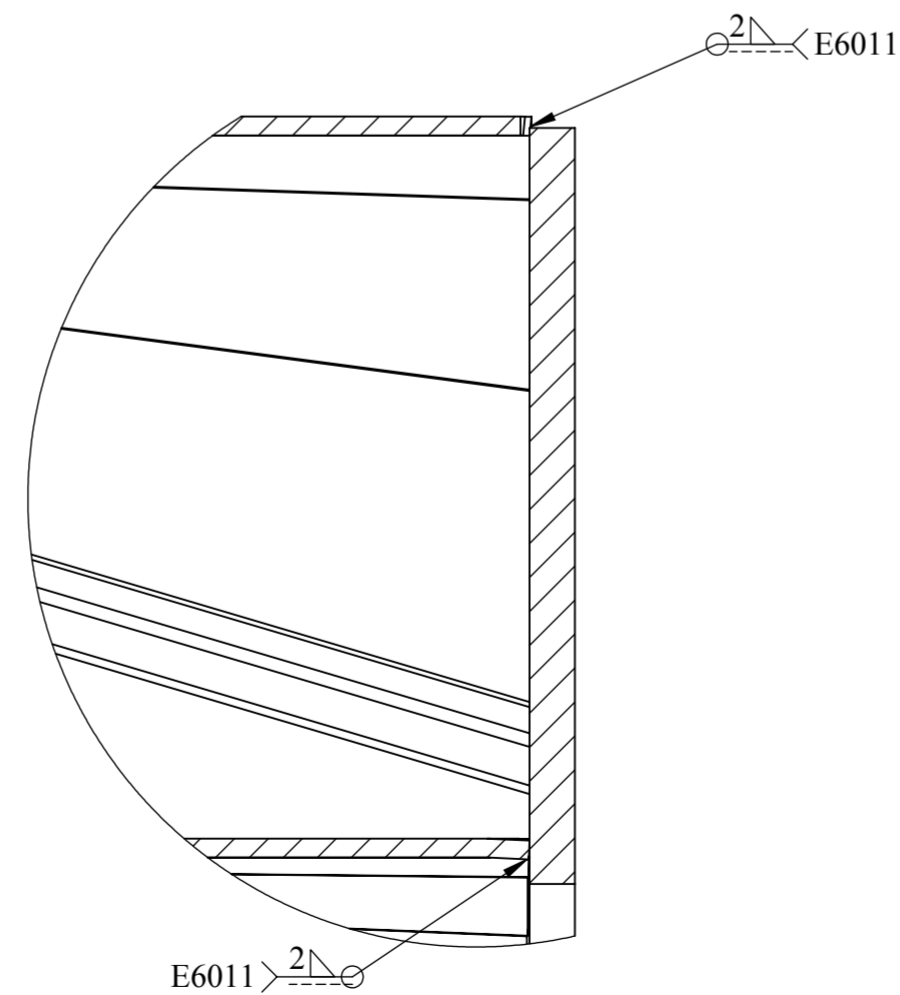
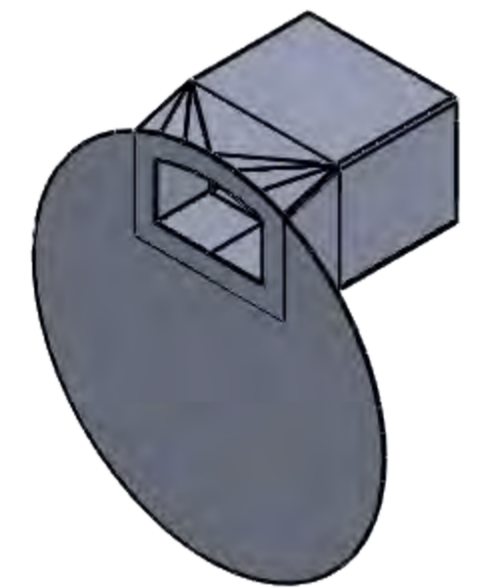
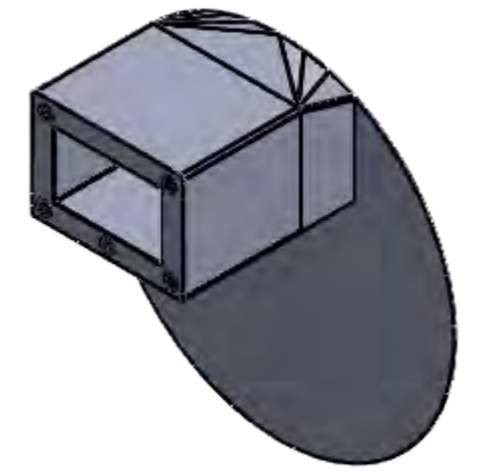
08	01	TAPA INFERIOR DE DUCTO EXTERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 25
07	05	TUERCA EXAGONAL 1/4 PULG.	SAE	GRADO 5	-----
06	01	DUCTO 02	ASTM	A653	VER PLANO 25
05	01	DUCTO 01	ASTM	A653	VER PLANO 25
04	01	AISLANTE 01	ASTM	C665	VER PLANO 25
03	01	TRANSFORMACION 02	ASTM	A653	VER PLANO 25
02	01	TRANSFORMACION 01	ASTM	A653	VER PLANO 25
01	01	CUBIERTA POSTERIOR	ASTM	A653	VER PLANO 25
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION		PLANO DE EXPLOSION SUB-ENSAMBLE 01	ESCALA INDICADA
CODIGO	051652 060462	NOMBRES:	BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI
UNIDADES	MILIMETROS	FECHA	10/05/2024
		LAMINA	A3-LAMINA 23



SECTION A-A
SCALE 1 : 2

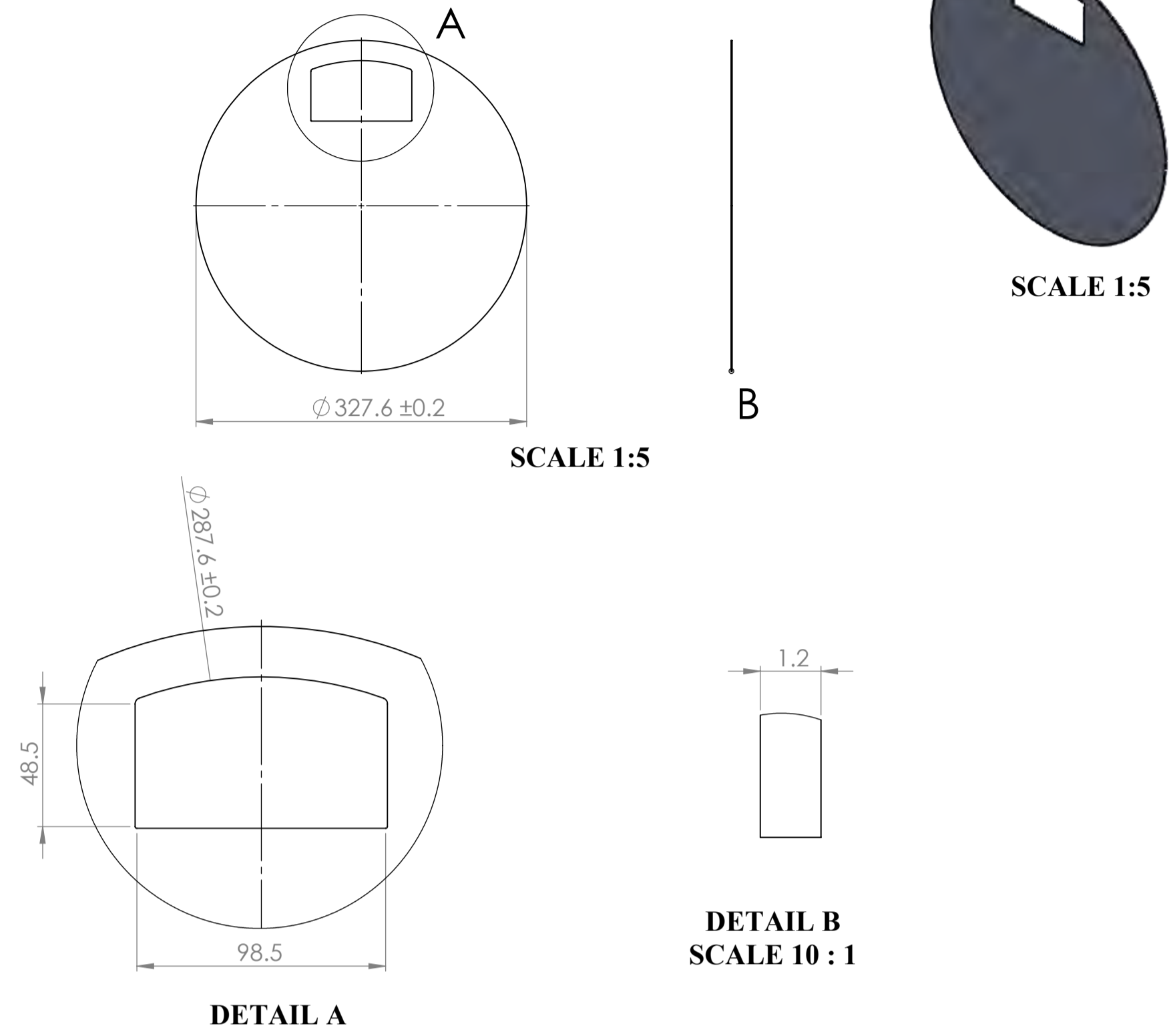


DETAIL B
SCALE 5 : 1

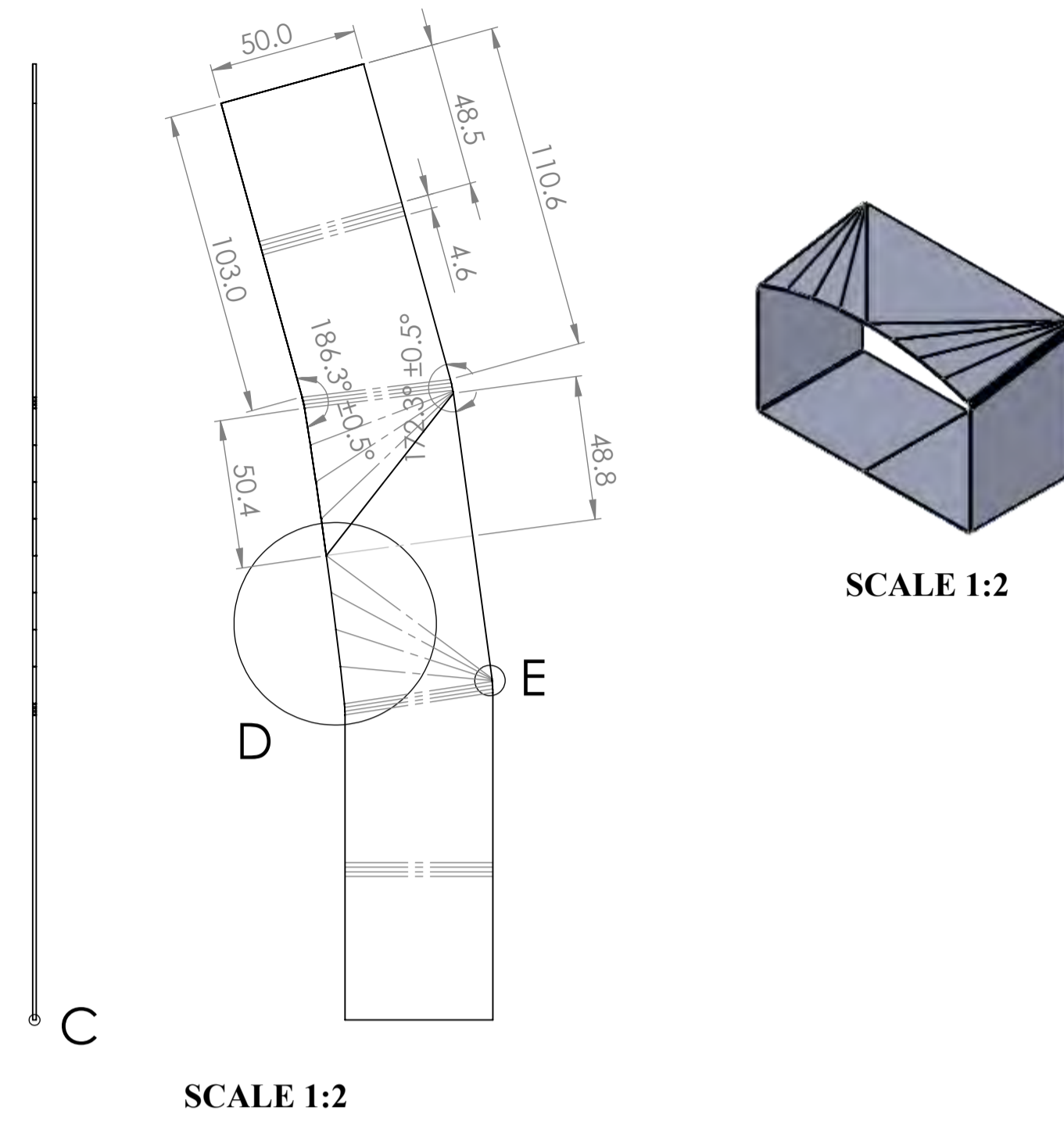
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3

ACABADO SUPERFICIAL -----	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL VER PLANO 23
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE ENSAMBLE DE SUB-ENSAMBLE 01	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A2-LAMINA 24	

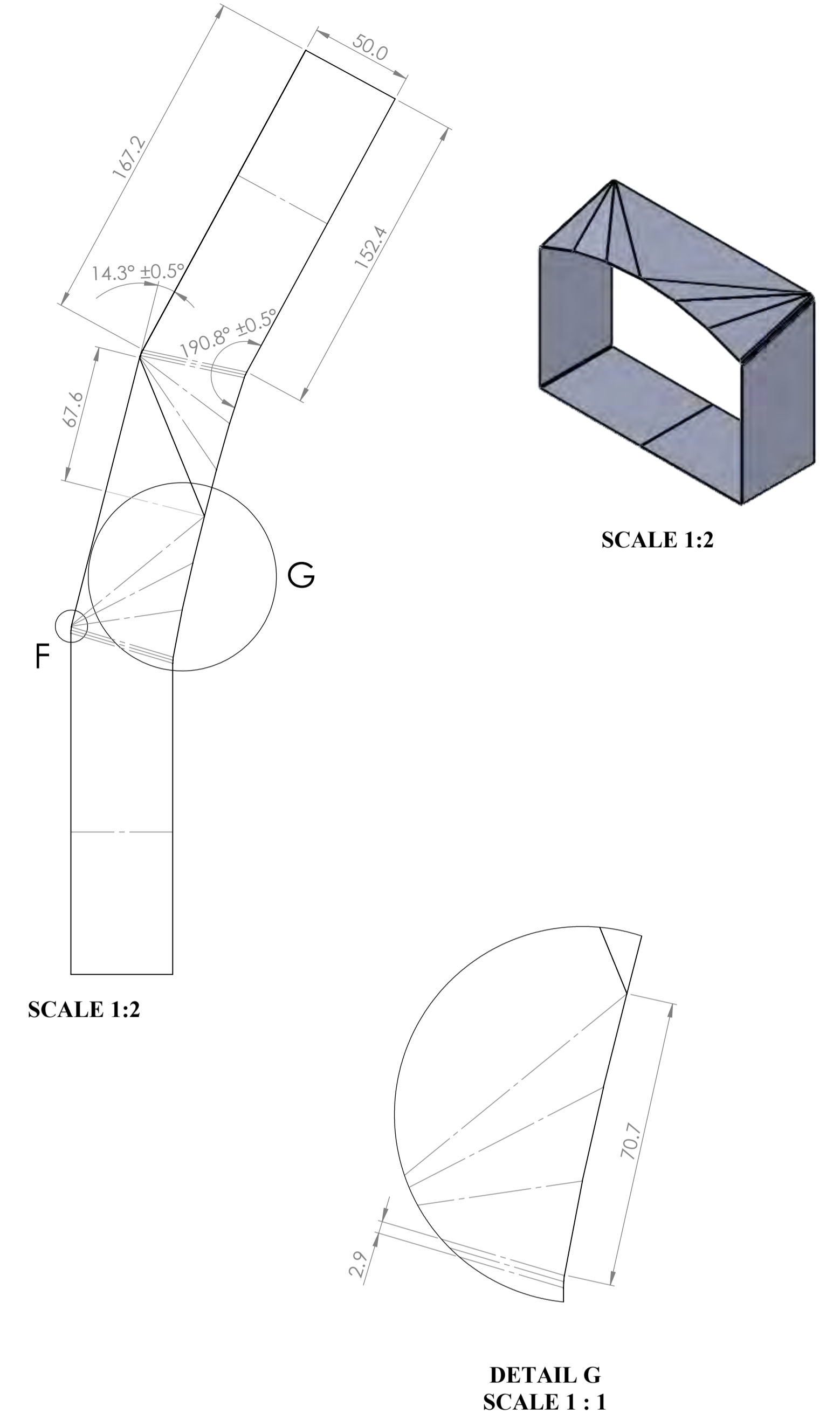
CUBIERTA POSTERIOR



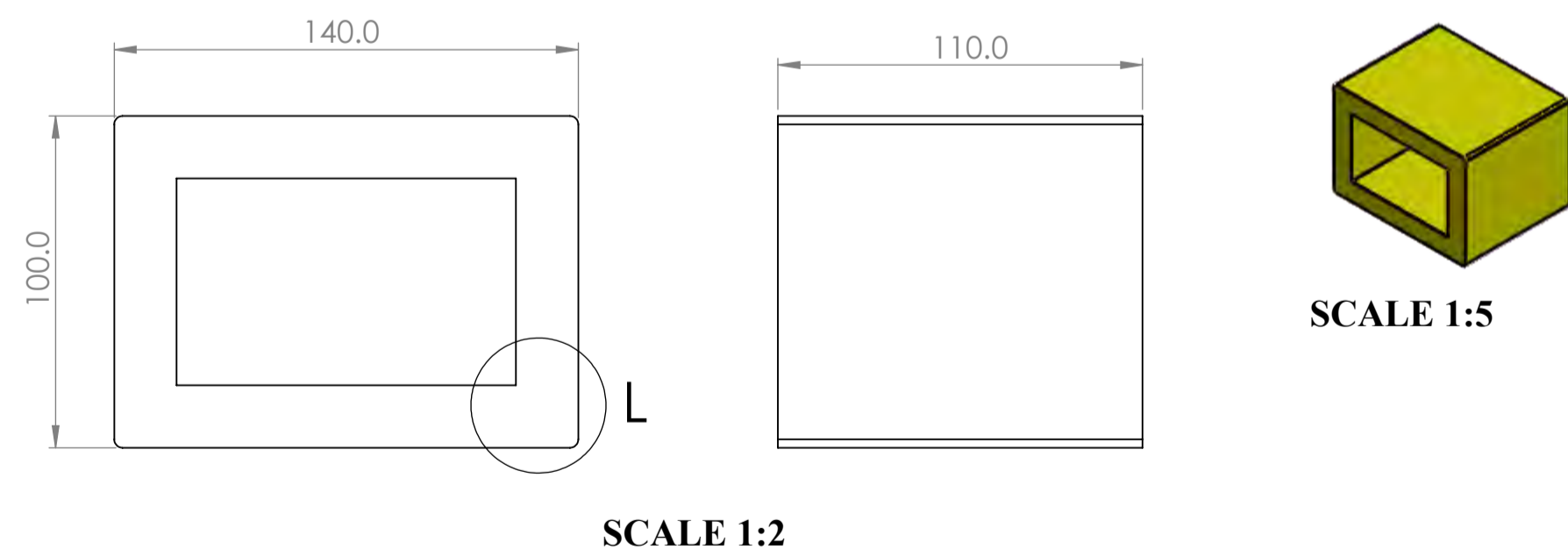
DESARROLLO DE TRANSFORMACION 01



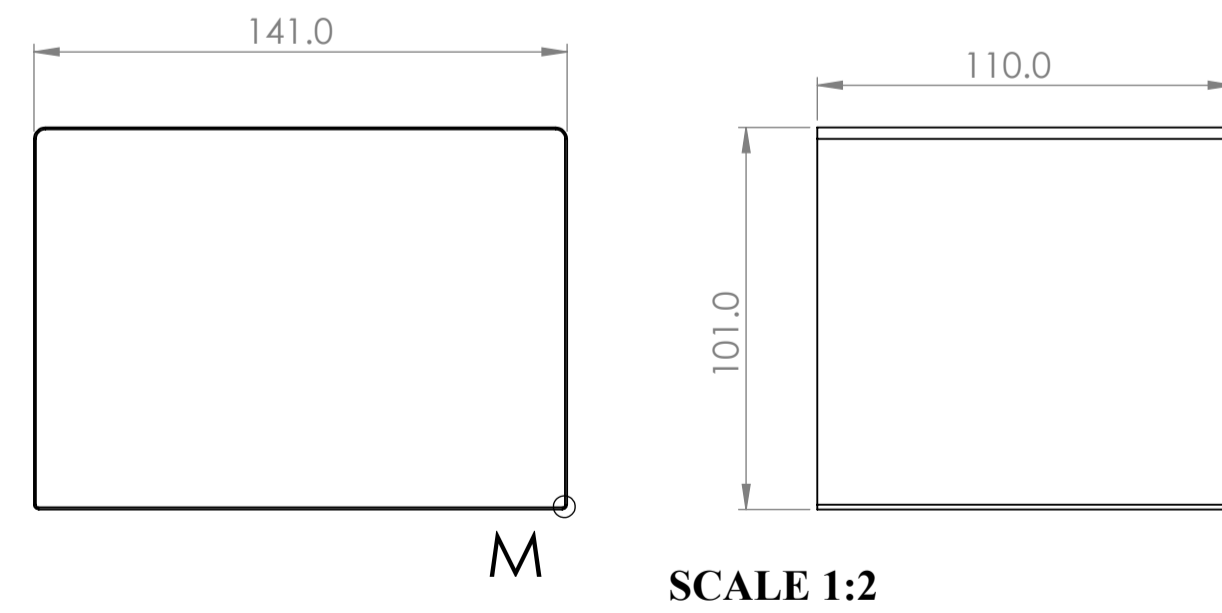
DESARROLLO DE TRANSFORMACION 02



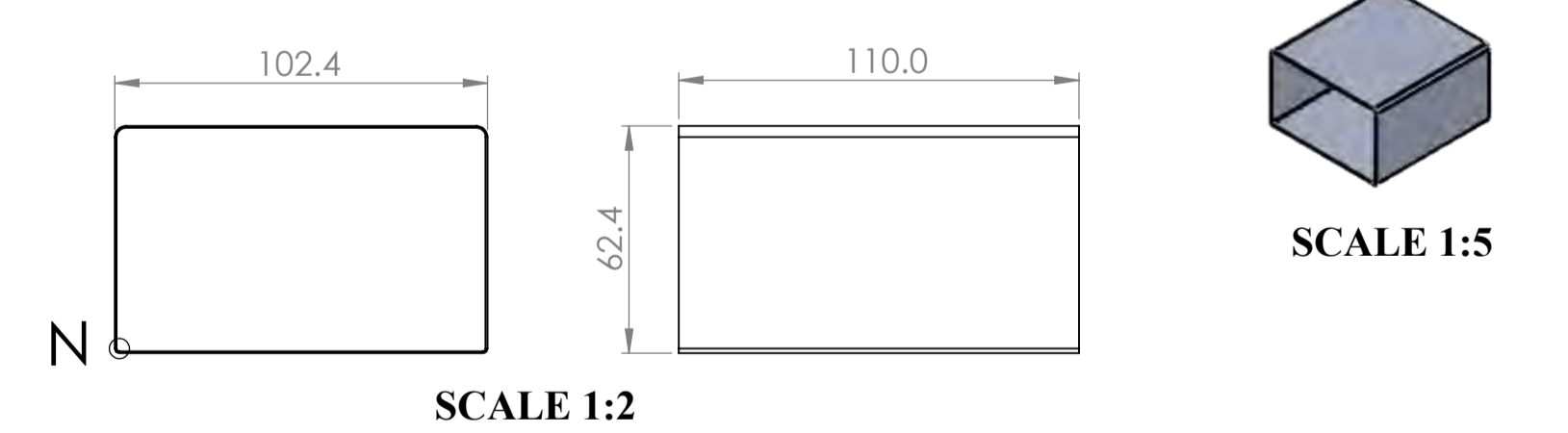
AISLANTE 01



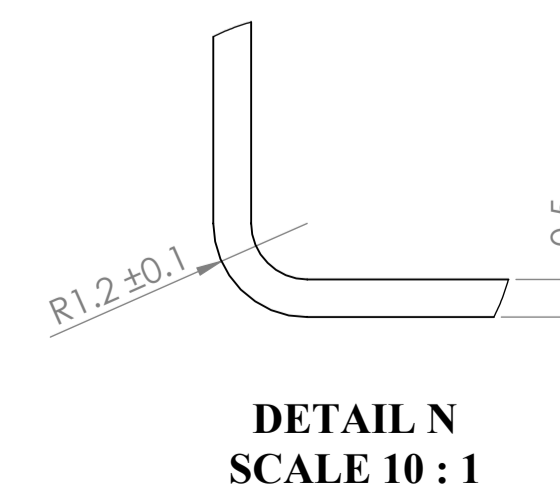
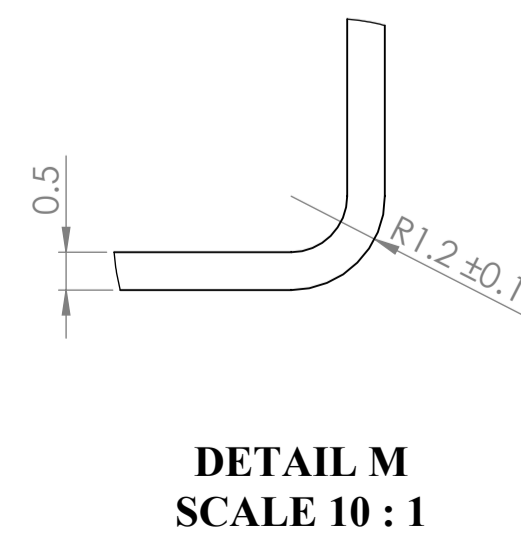
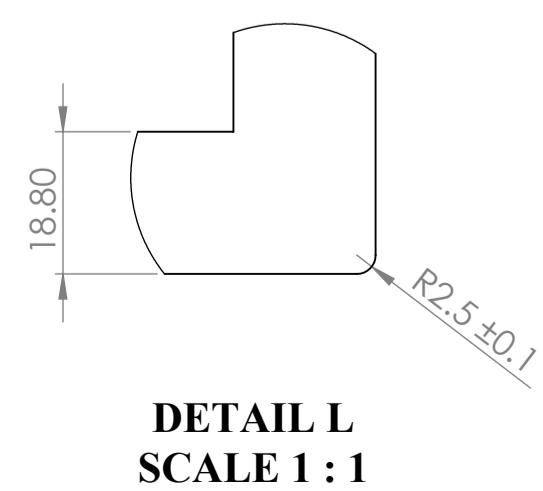
DUCTO 02



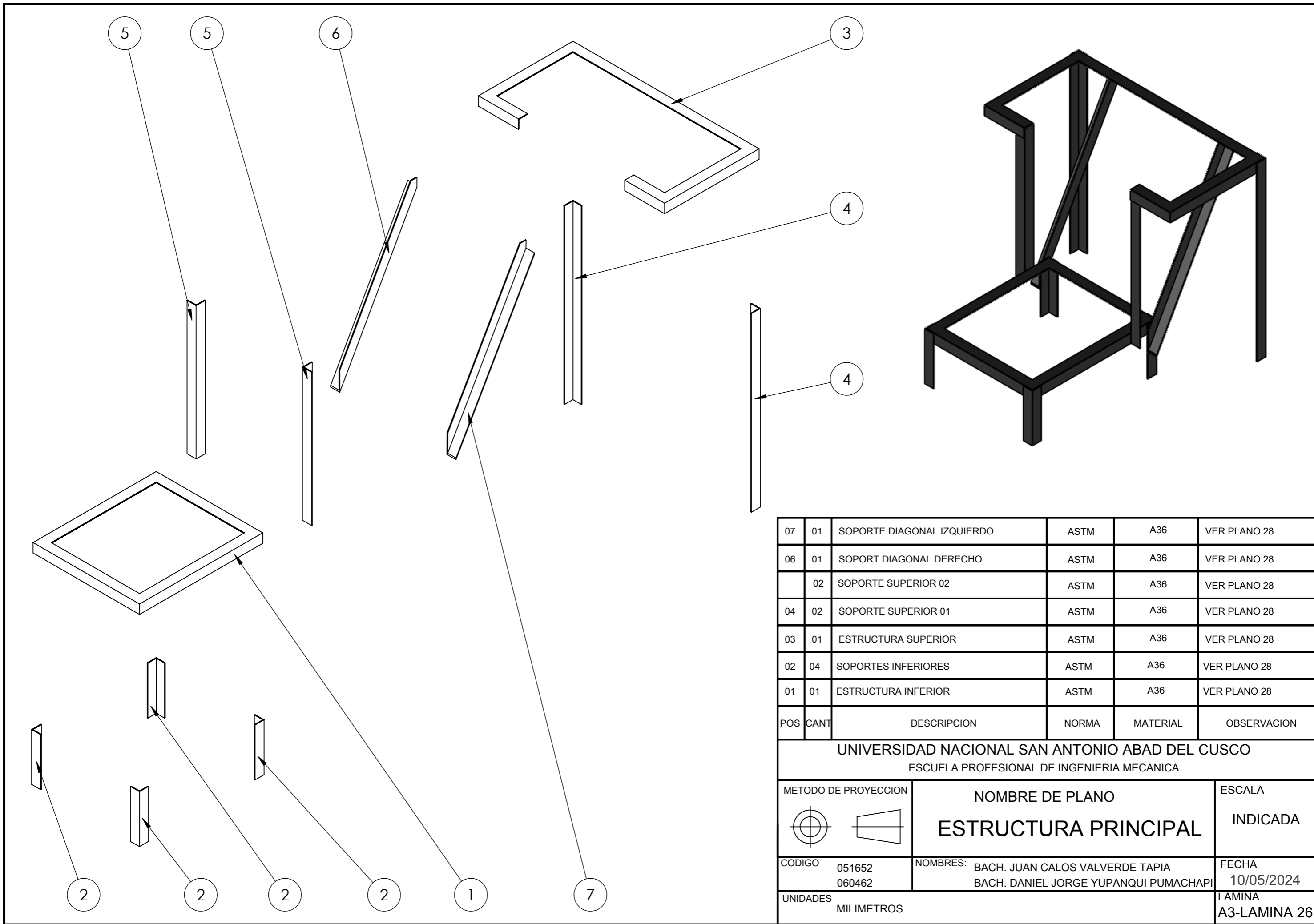
DUCTO 01



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 600
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5



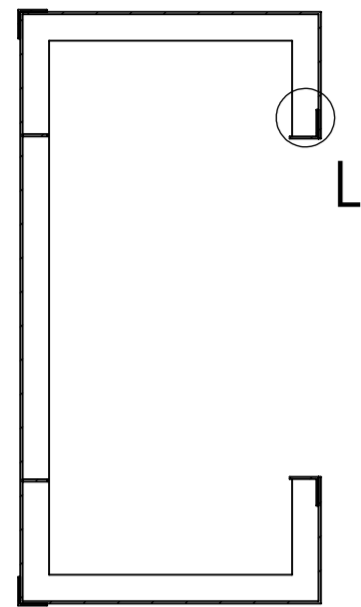
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
-----	DIN 7168 - MEDIO	ASTM 653
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE SUB-ENSAMBLE 01	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS		LAMINA A1-LAMINA 25



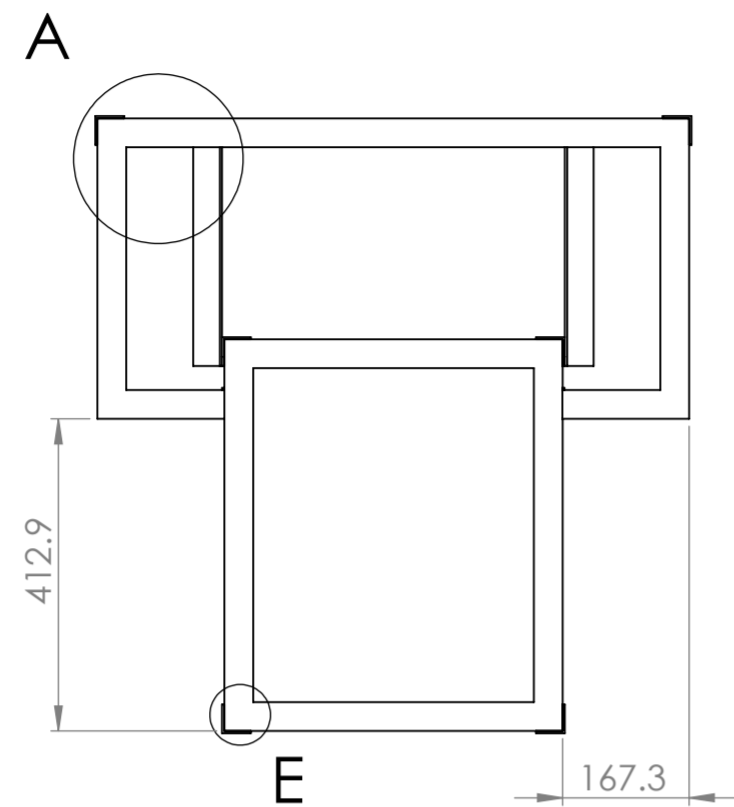
POS	CANT	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACION
07	01	SOPORTE DIAGONAL IZQUIERDO	ASTM	A36	VER PLANO 28
06	01	SOPORT DIAGONAL DERECHO	ASTM	A36	VER PLANO 28
	02	SOPORTE SUPERIOR 02	ASTM	A36	VER PLANO 28
04	02	SOPORTE SUPERIOR 01	ASTM	A36	VER PLANO 28
03	01	ESTRUCTURA SUPERIOR	ASTM	A36	VER PLANO 28
02	04	SOPORTES INFERIORES	ASTM	A36	VER PLANO 28
01	01	ESTRUCTURA INFERIOR	ASTM	A36	VER PLANO 28

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

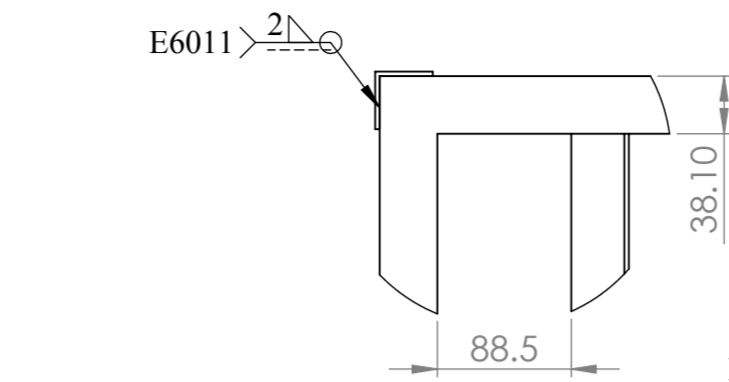
METODO DE PROYECCION	NOMBRE DE PLANO	ESCALA
	ESTRUCTURA PRINCIPAL	INDICADA
CODIGO	NOMBRES:	FECHA
051652 060462	BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	10/05/2024
UNIDADES		LAMINA
MILIMETROS		A3-LAMINA 26



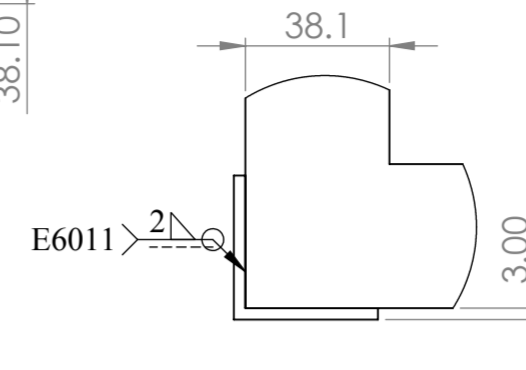
**SECTION K-K
SCALE 1 : 10**



A



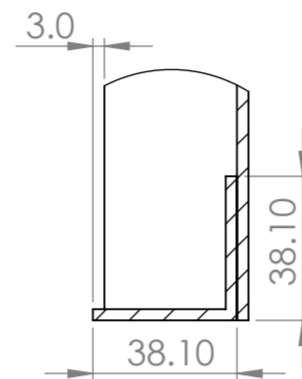
**DETAIL A
SCALE 1 : 5**



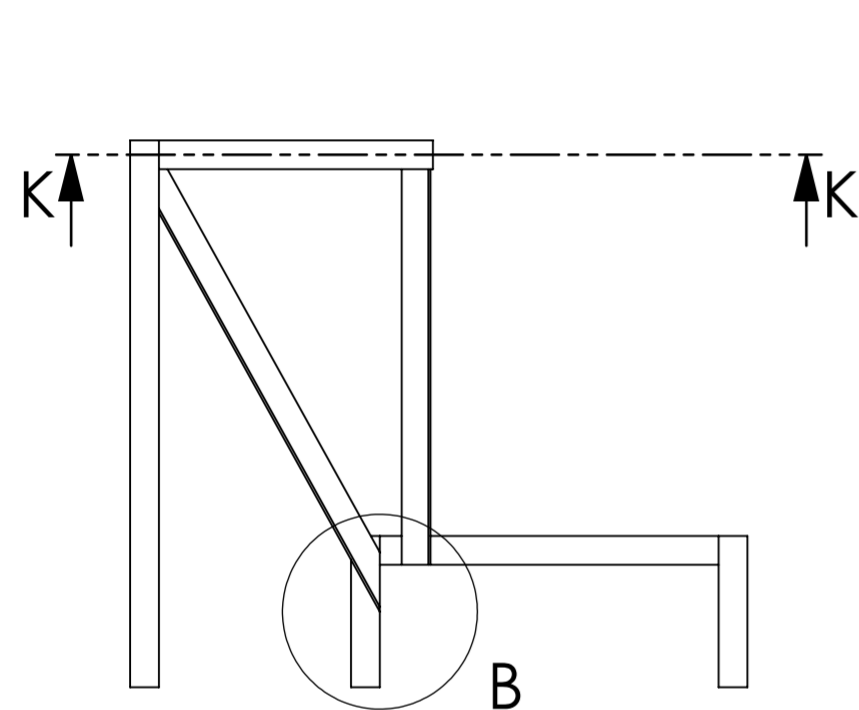
**DETAIL E
SCALE 1 : 2**



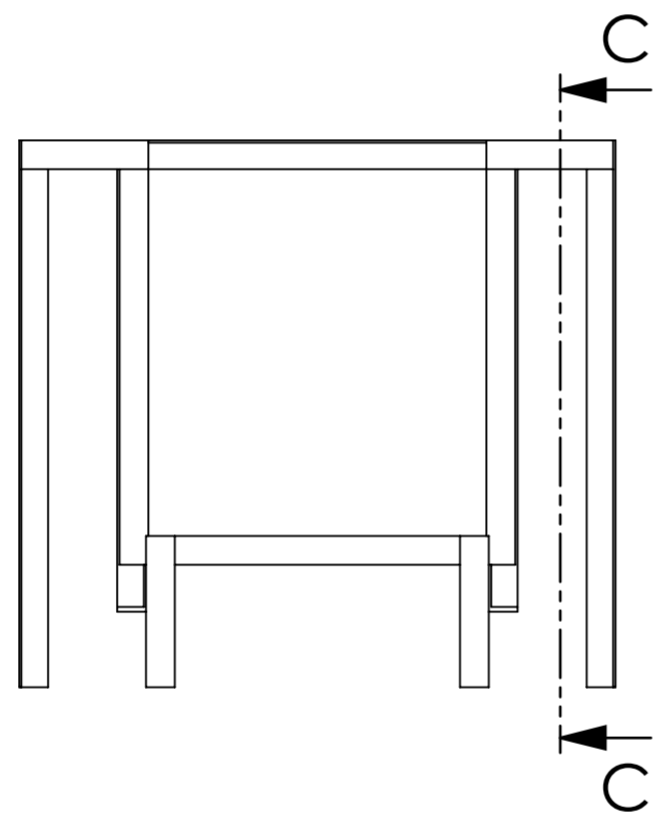
SCALE 1:10



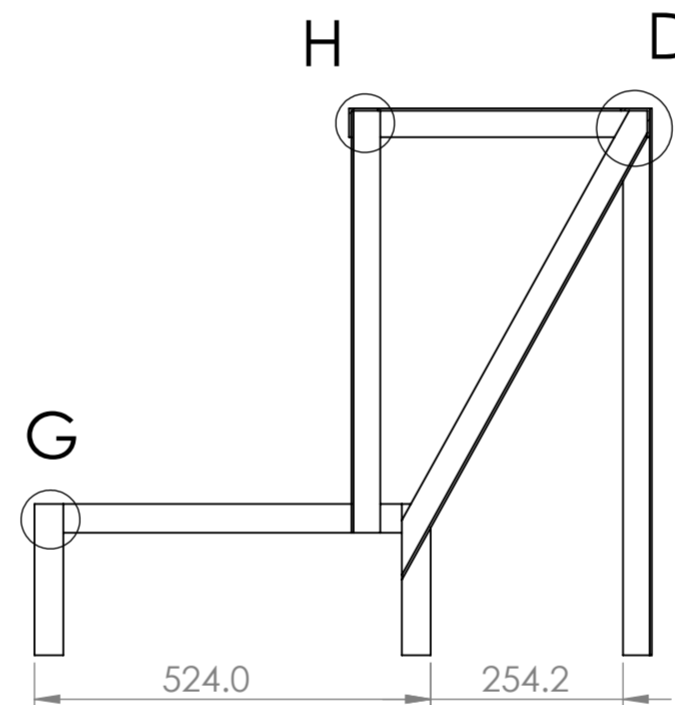
**DETAIL L
SCALE 1 : 2**



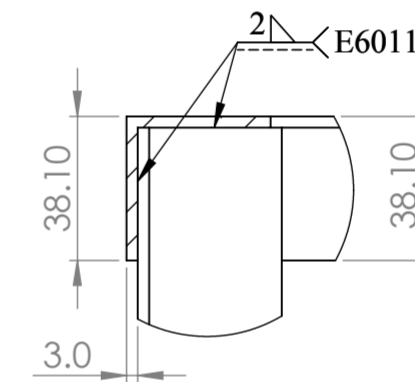
B



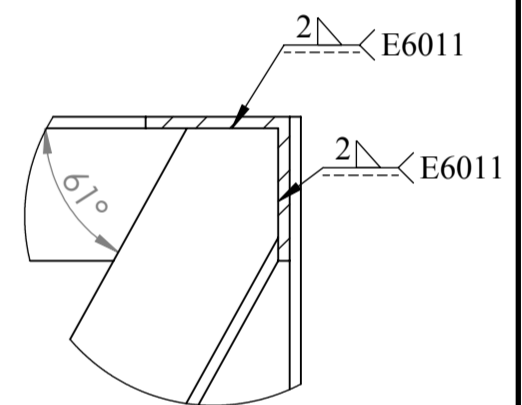
C



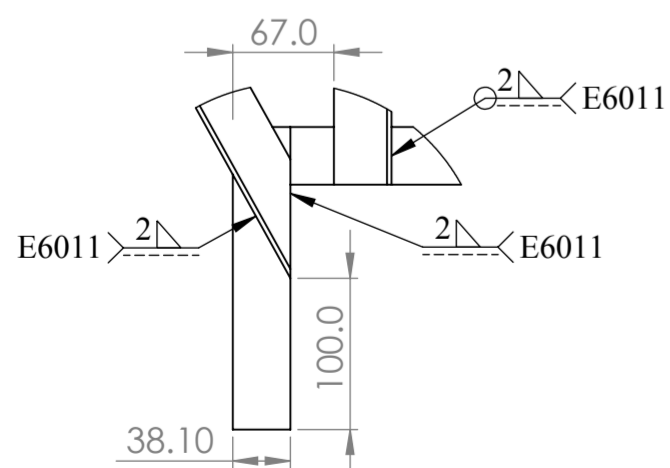
**SECTION C-C
SCALE 1 : 10**



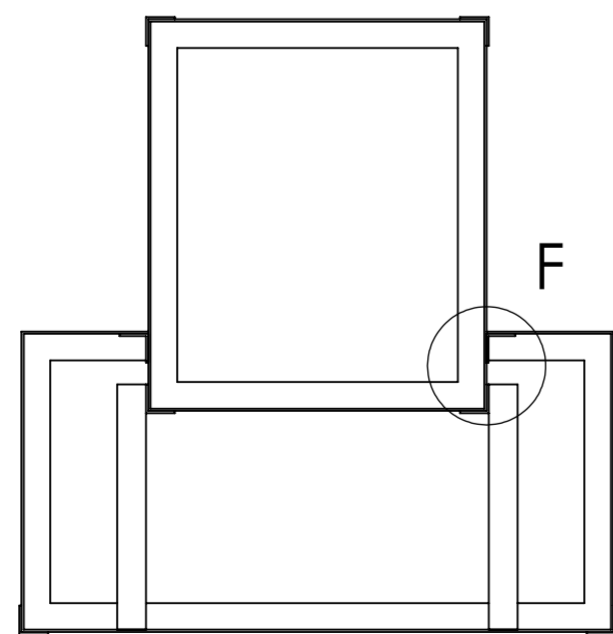
**DETAIL H
SCALE 1 : 2**



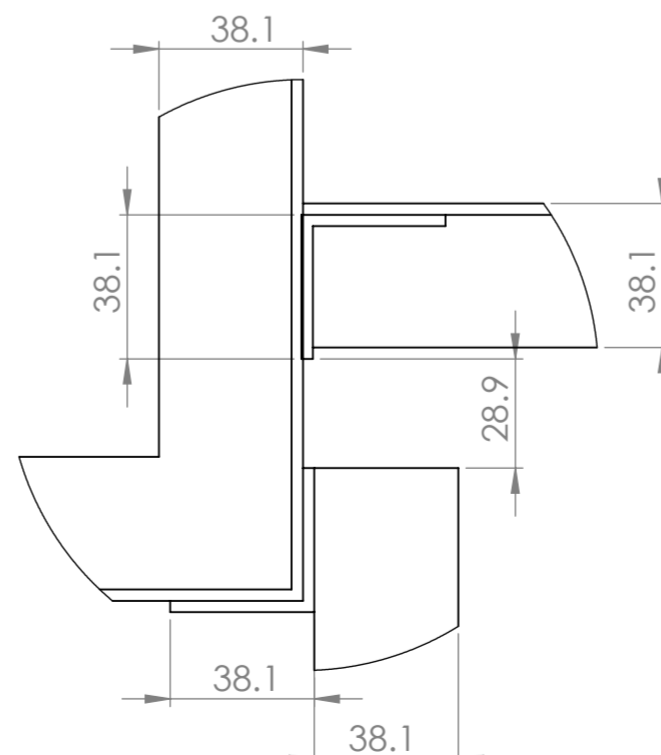
**DETAIL D
SCALE 1 : 2**



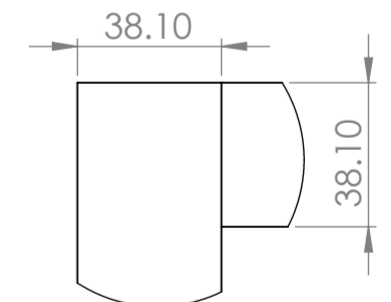
**DETAIL B
SCALE 1 : 5**



SCALE 1:10



**DETAIL F
SCALE 1 : 2**

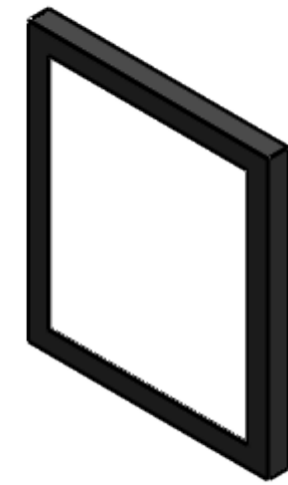
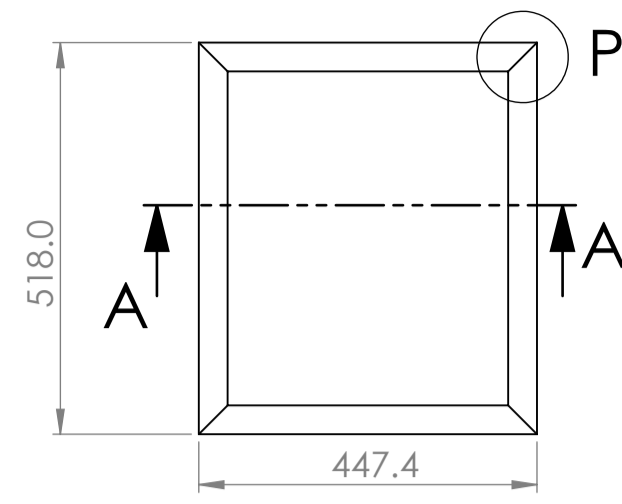


**DETAIL G
SCALE 1 : 2**

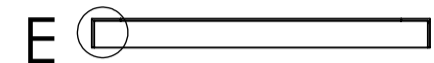
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

ACABADO SUPERFICIAL -----	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	PLANO DE ENSAMBLE ESTRUCTURA	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA A1-LAMINA 27	

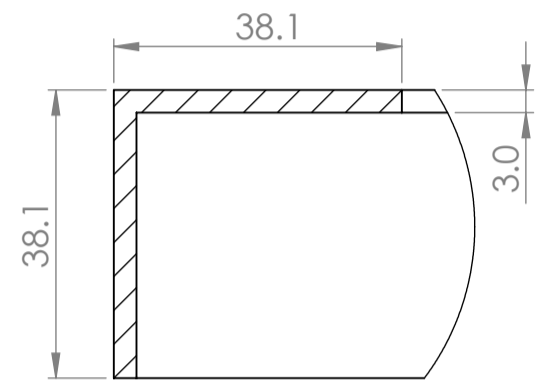
ESTRUCTURA INFERIOR



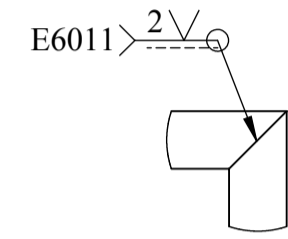
SCALE 1:10



SECTION A-A
SCALE 1 : 10

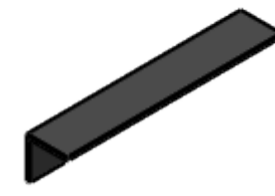
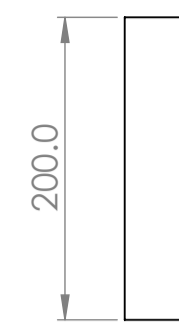


DETAIL E
SCALE 1 : 1



DETAIL P
SCALE 1 : 5

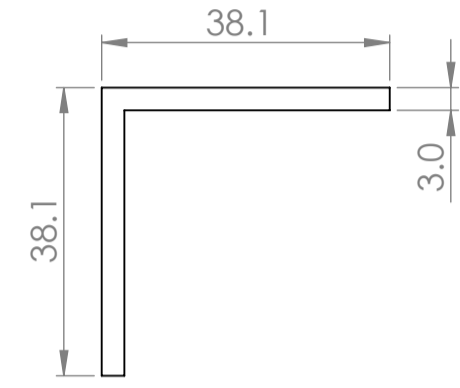
SOPORTE INFERIOR



SCALE 1:5

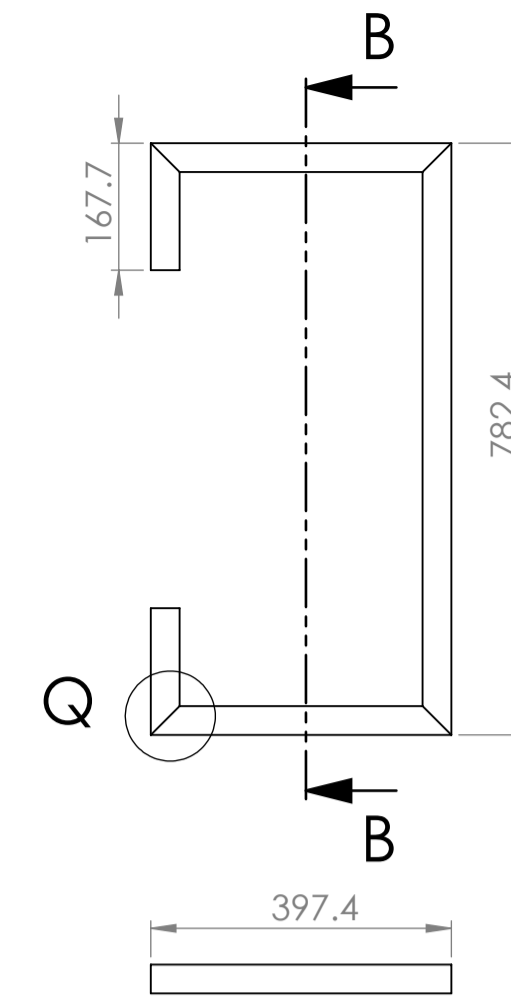


SCALE 1:5



DETAIL F
SCALE 1 : 1

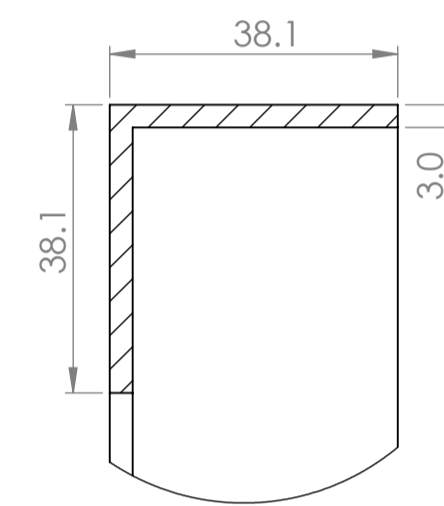
ESTRUCTURA SUPERIOR



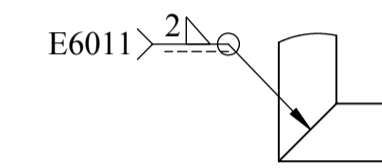
SCALE 1:20

SECTION B-B
SCALE 1 : 10

SCALE 1:10



DETAIL G
SCALE 1 : 1



DETAIL Q
SCALE 1 : 5

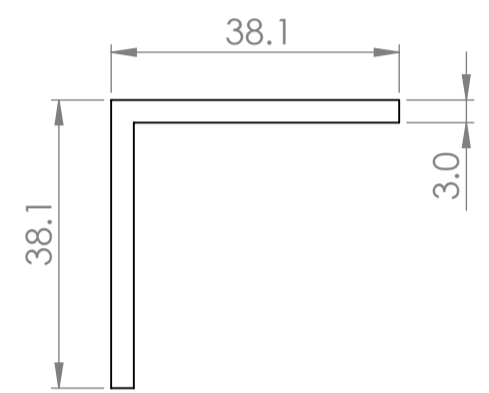
SOPORTE SUPERIOR 01



SCALE 1:10



SCALE 1:5



DETAIL H
SCALE 1 : 1

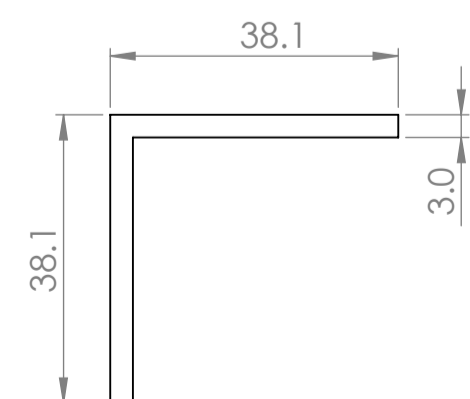
SOPORTE SUPERIOR 02



SCALE 1:10

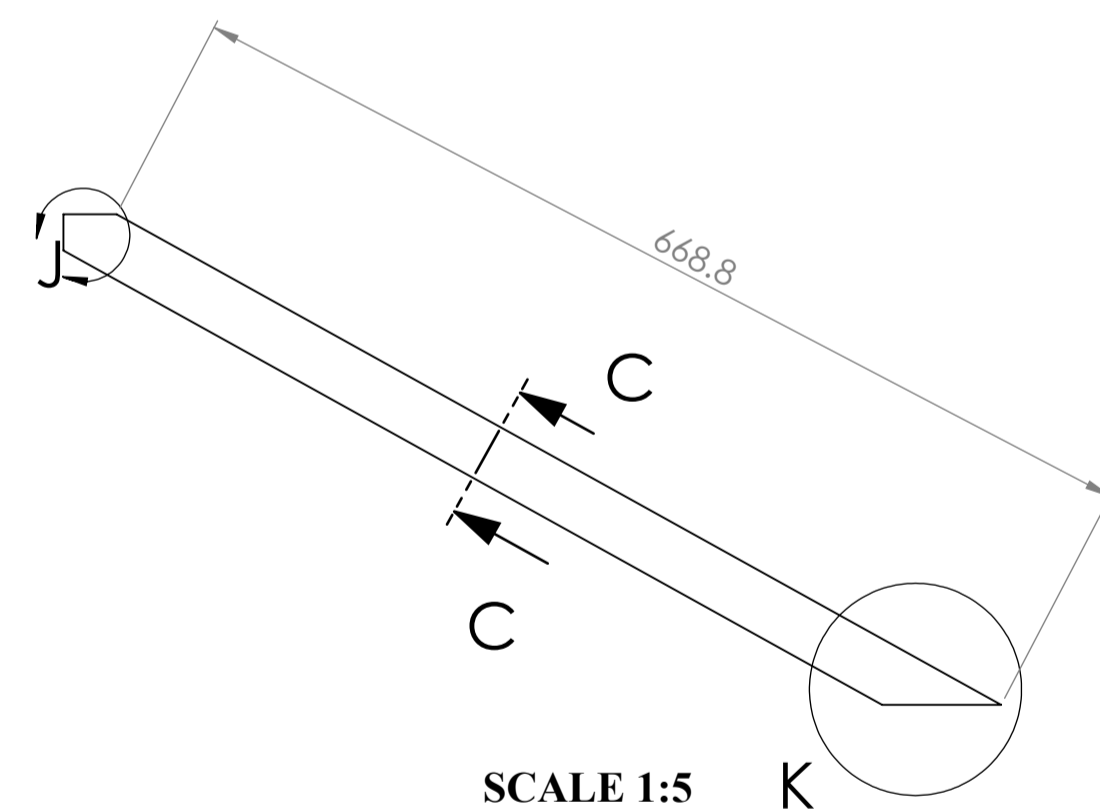


SCALE 1:5

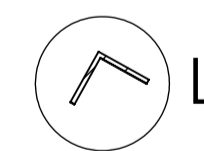


DETAIL I
SCALE 1 : 1

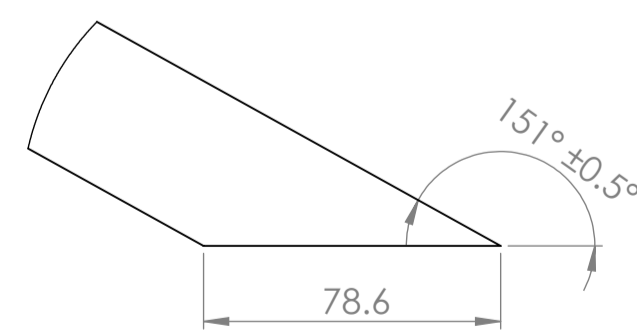
SOPORTE DIAGONAL DERECHO



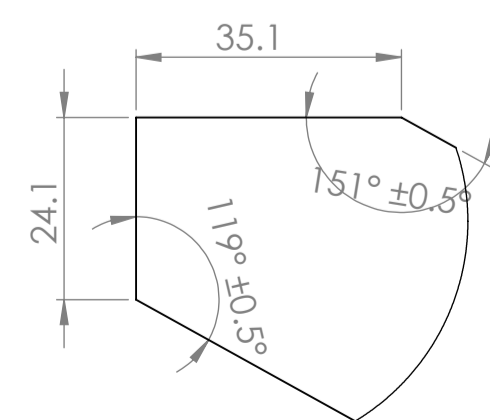
SCALE 1:5



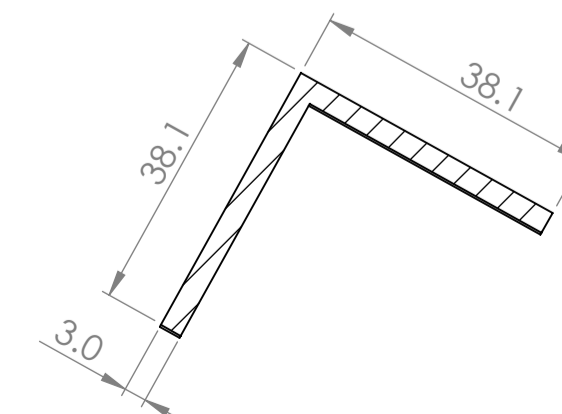
SECTION C-C
SCALE 1 : 5



DETAIL K

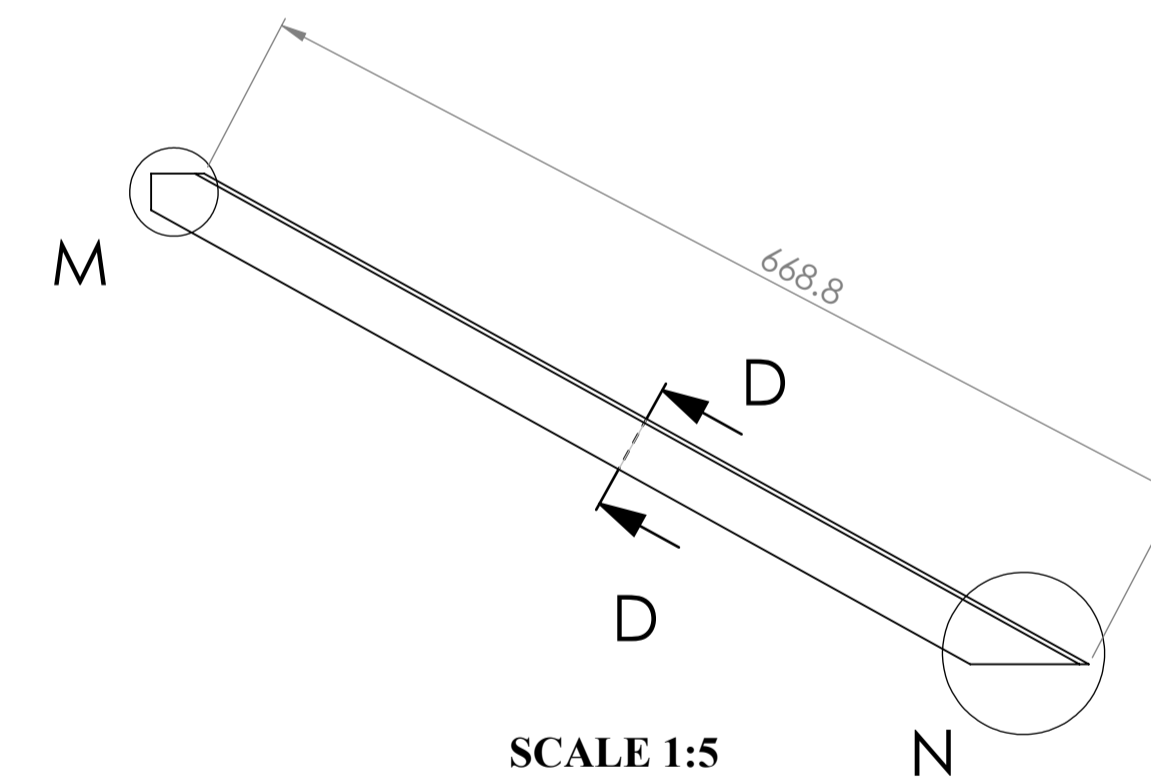


DETAIL J
SCALE 1 : 1



DETAIL L
SCALE 1 : 1

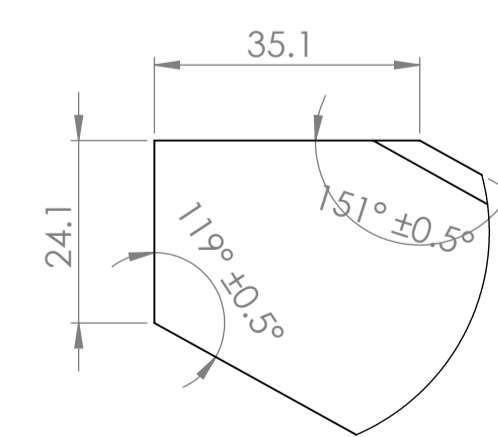
SOPORTE DIAGONAL IZQUIERDO



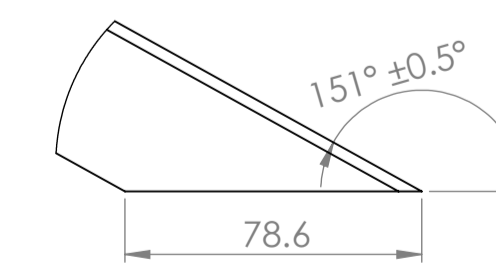
SCALE 1:5



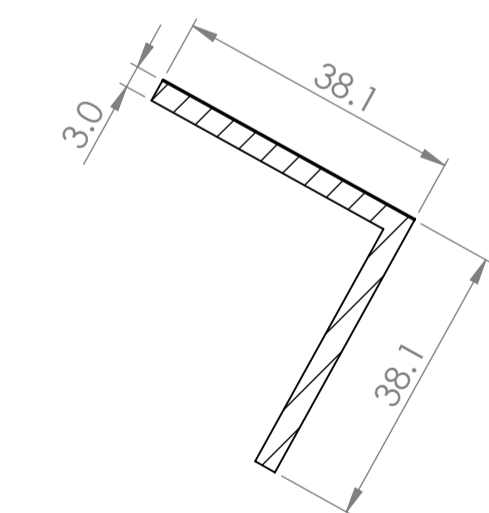
SECTION D-D
SCALE 1 : 5



DETAIL M
SCALE 1 : 1



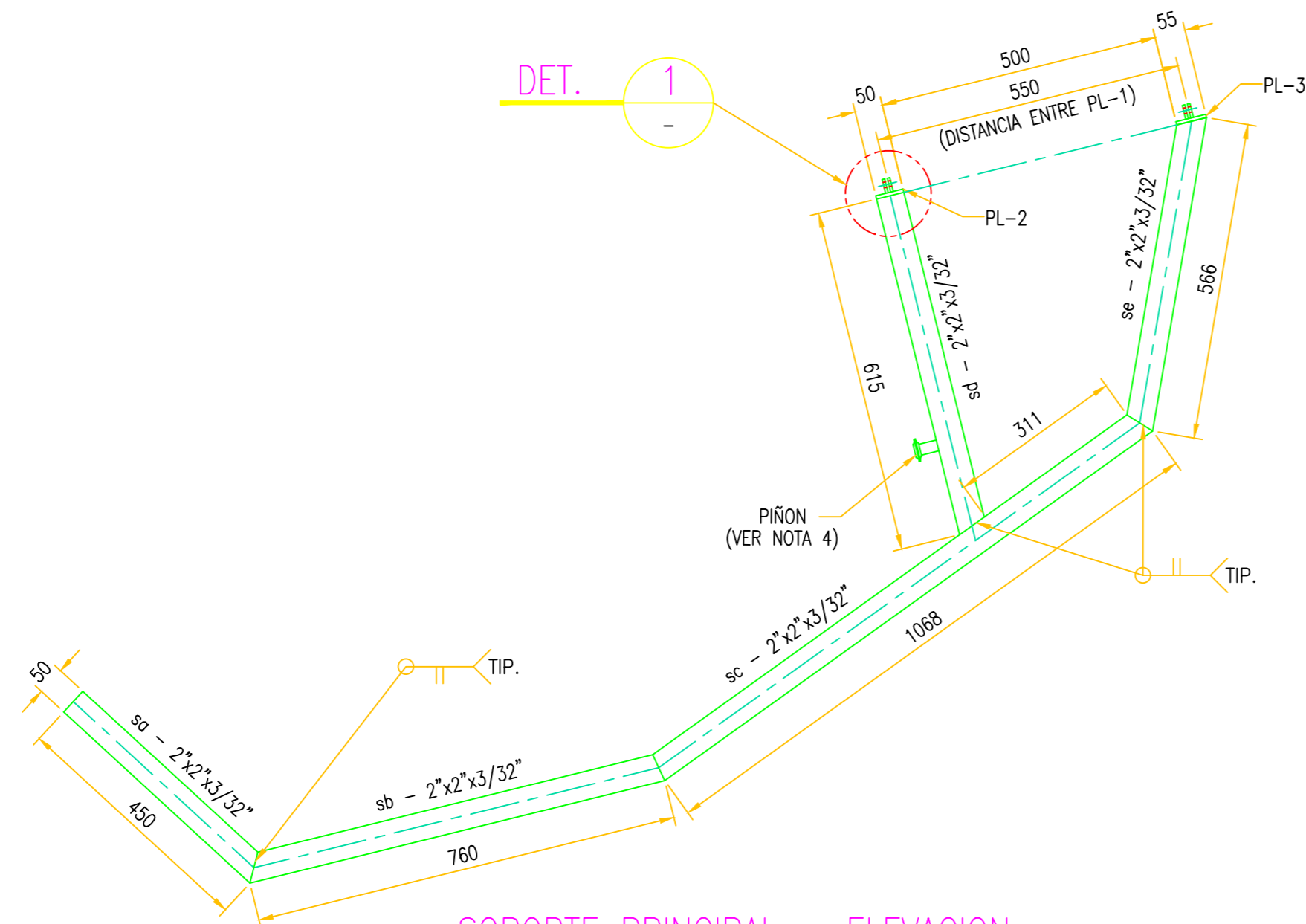
DETAIL N



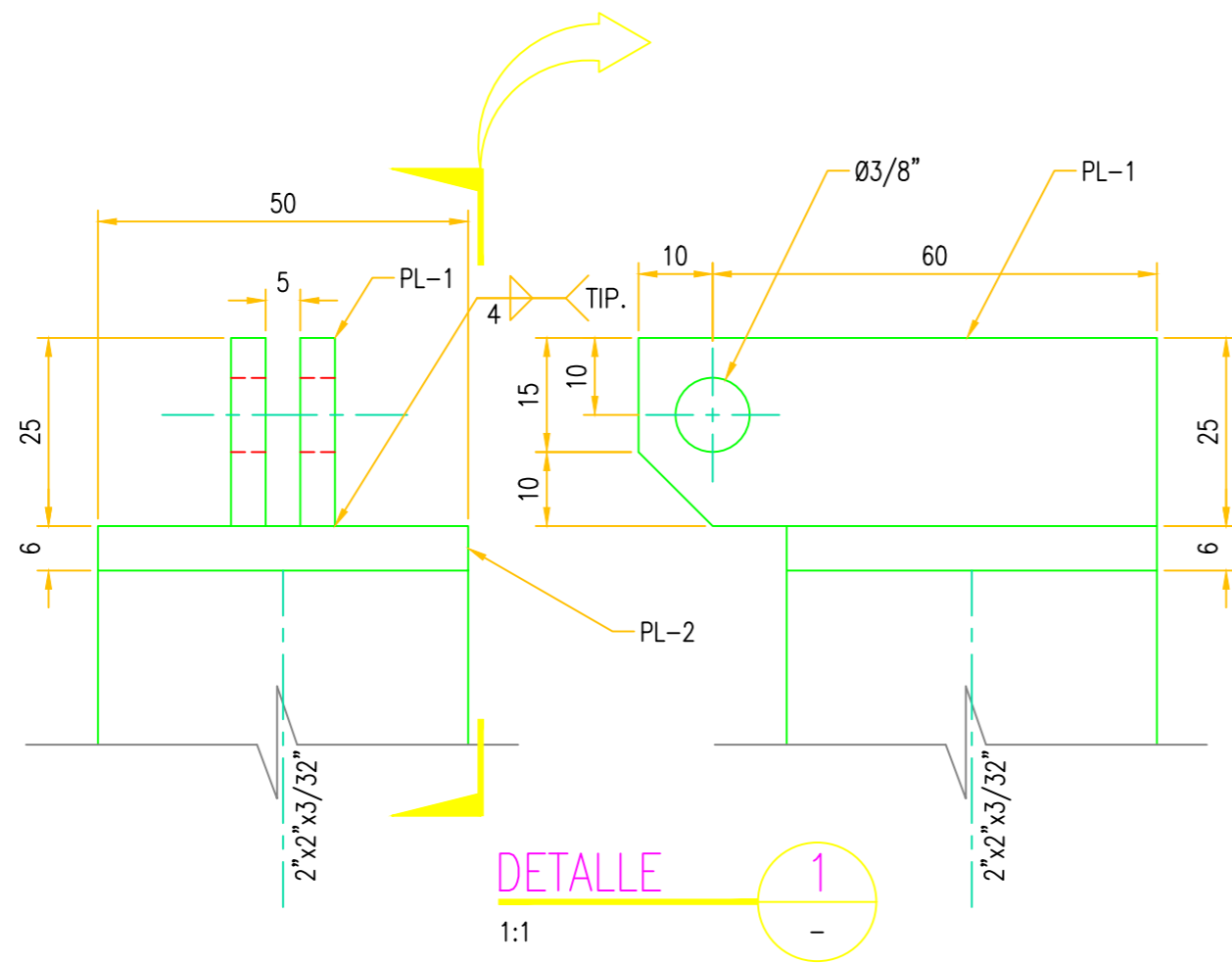
DETAIL O
SCALE 1 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Mas de 0.5 hasta 3	Mas de 3 hasta 6	Mas de 6 hasta 30	Mas de 30 hasta 120	Mas de 120 hasta 400	Mas de 400 hasta 1000
MEDIO	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8

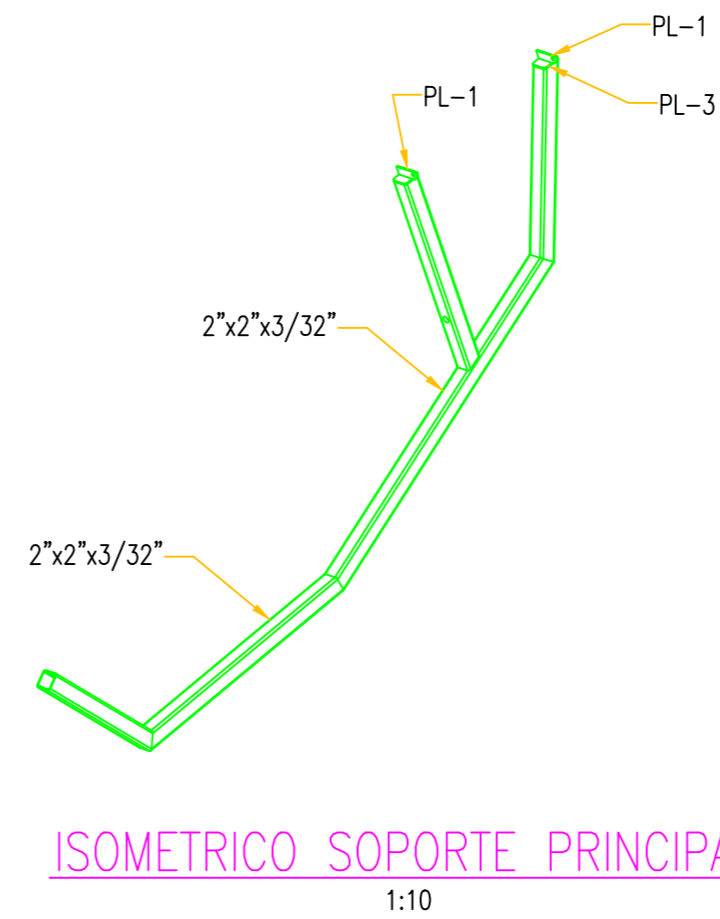
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
	DIN 7168 - MEDIO	ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION	PLANO DE DESPIECE ESTRUCTURA	ESCALA INDICADA
CODIGO 051652 060462	NOMBRES BACH. JUAN CALOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA 10/05/2024
UNIDADES MILIMETROS	LAMINA	A1-LAMINA 28



SOPORTE PRINCIPAL - ELEVACION
1:10



DETALLE 1
1:1



ISOMETRICO SOPORTE PRINCIPAL
1:10

LISTADO DE MATERIALES

ITEM	N° PIEZAS		MATERIALES	LONGITUD mm.	MARCA	PESO (Kg.)		OBSERVACIONES
	TOTAL	UND				UNIT.	TOTAL	
1	1		TUBO 2"x2"x3/32"	450	sa	3.58	1.61	
2	1		TUBO 2"x2"x3/32"	760	sb	3.58	2.72	
3	1		TUBO 2"x2"x3/32"	1068	sc	3.58	3.82	
4	1		TUBO 2"x2"x3/32"	615	sd	3.58	2.20	
5	1		TUBO 2"x2"x3/32"	566	se	3.58	2.03	
6	4		PL. 70x25x4	70	PL-1	31.40	0.22	
7	1		PL. 50x50x6	50	PL-2	47.10	0.12	
8	1		PL. 55x55x6	55	PL-3	47.10	0.14	
PESO TOTAL							12.86	

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ACERO ESTRUCTURAL

- PLANCHAS (ASTM A36) fy= 2,530 kg/cm2
- PERFILES (ASTM A36) fy= 2,530 kg/cm2

SOLDADURA Y CONECTORES

- ELECTRODOS CELULÓSICOS, SEGÚN AWS D1.1 - E-60/E-70 fu= 4,200 kg/cm2
- PERNOS Y CONECTORES DE A325 fu= 4,200 kg/cm2

PINTURA

- ARENADO: SSPC SP 10
- VER ESPECIFICACIÓN TÉCNICA N° 229052-SS01

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MILIMETROS Y NIVELES (ELEVACIONES) EN METROS.
2. EL PRESENTE PLANO CORRESPONDE A UNA INGENIERIA DE DETALLE.
3. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARAN BAJO LA NORMA ASTM A36.
4. SE PROYECTA LA INSTALACION DE UN PIÑON ESTANDAR DE UNA VELOCIDAD CON 18 DIENTES, MATERIAL ACERO CROMADO.
5. SOLDADURA CONFORMA A LA NORMA AWS, ELECTRODO E60XX Y E70XX.
6. EN TODO MOMENTO VERIFICAR LA PLANITUD Y ESCUADRA.

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



PLANO DE CONSTRUCCION
CONCENTRADOR SCHEFFLER 01

ESCALA:

INDICADA

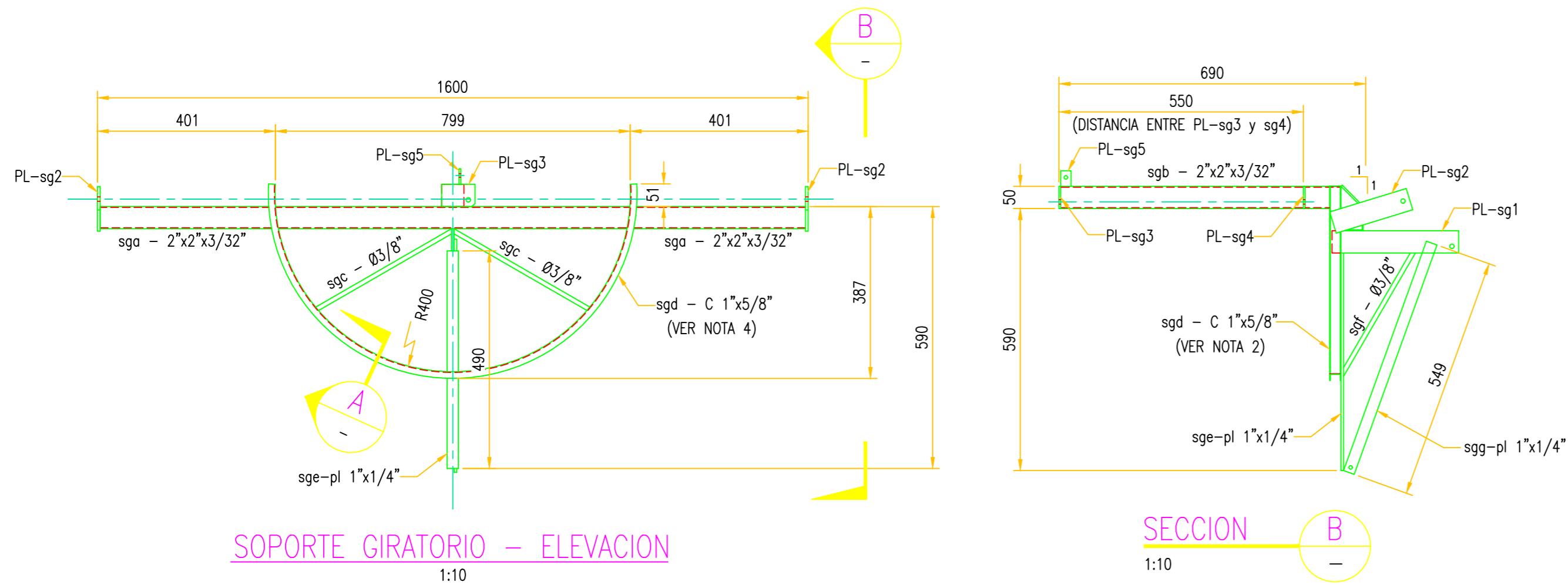
CODIGO: 051652
060462

NOMBRES: BACH. JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA
BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI

FECHA:
10/05/2024

UNIDADES:
MILIMETROS

LAMINA:
A2-LAMINA 29

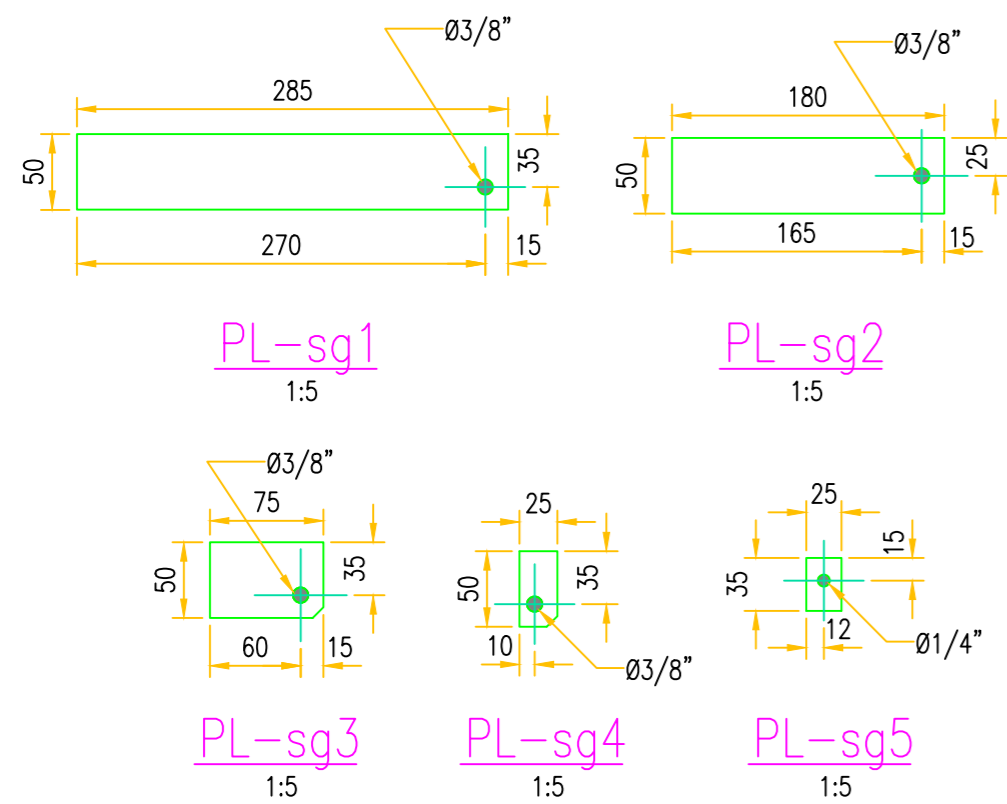


SOPORTE GIRATORIO - ELEVACION

1:10

SECCION B

1:10



PL-sg1

1:5

PL-sg2

1:5

PL-sg3

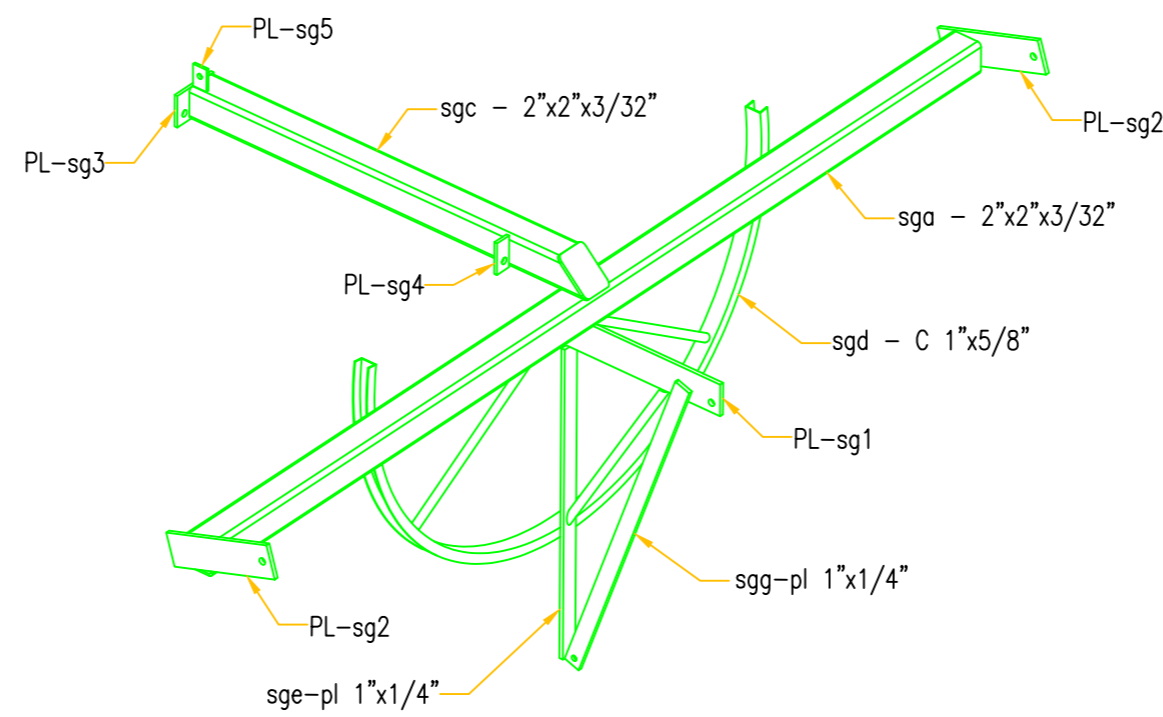
1:5

PL-sg4

1:5

PL-sg5

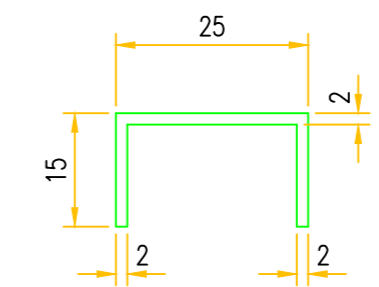
1:5



ISOMETRICO SOPORTE GIRATORIO

1:10

ITEM	N° PIEZAS TOTAL UND	MATERIALES	LONGITUD mm.	MARCA	PESO (Kg.)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	
1	1	TUBO 2"x2"x3/32"	450	sa	3.58	1.61	
2	1	TUBO 2"x2"x3/32"	760	sb	3.58	2.72	
3	1	TUBO 2"x2"x3/32"	1068	sc	3.58	3.82	
1	1	TUBO 2"x2"x3/32"	1588	sga	3.58	5.67	
4	1	TUBO 2"x2"x3/32"	615	sd	3.58	2.20	
2	1	TUBO 2"x2"x3/32"	690	sgb	3.58	2.47	
5	1	TUBO 2"x2"x3/32"	566	se	3.58	2.03	
3	2	VARILLA LISA Ø3/8"	353	sgc	0.56	0.40	
6	4	PL. 70x25x4	70	PL-1	31.40	0.22	
4	1	C 1"x5/8"x1/16"	1300	sgd	0.80	1.04	RADIO DOBLEZ=400
7	1	PL. 50x50x6	50	PL-2	47.10	0.12	
5	1	PLATINA 1"x1/4"	490	sge	1.18	0.58	
8	1	PL. 55x55x6	55	PL-3	47.10	0.14	
6	1	VARILLA LISA Ø3/8"	321	sgf	0.56	0.18	
PESO TOTAL						12.86	
7	1	PLATINA 1"x1/4"	549	sgg	1.18	0.65	
8	1	PL. 285x50x6	285	PL-sg1	47.10	0.67	
9	2	PL. 180x50x6	180	PL-sg2	47.10	0.42	
10	1	PL. 75x50x4	75	PL-sg3	36.90	0.14	
11	1	PL. 50x25x4	50	PL-sg4	36.90	0.05	
12	1	PL. 35x25x4	35	PL-sg5	36.90	0.03	
PESO TOTAL						12.30	



SECCION A

1:1

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ACERO ESTRUCTURAL

- PERFILES (ASTM A36) fy= 2,530 kg/cm2
- PERFILES (ASTM A36) fy= 2,530 kg/cm2

SOLDADURA Y CONECTORES

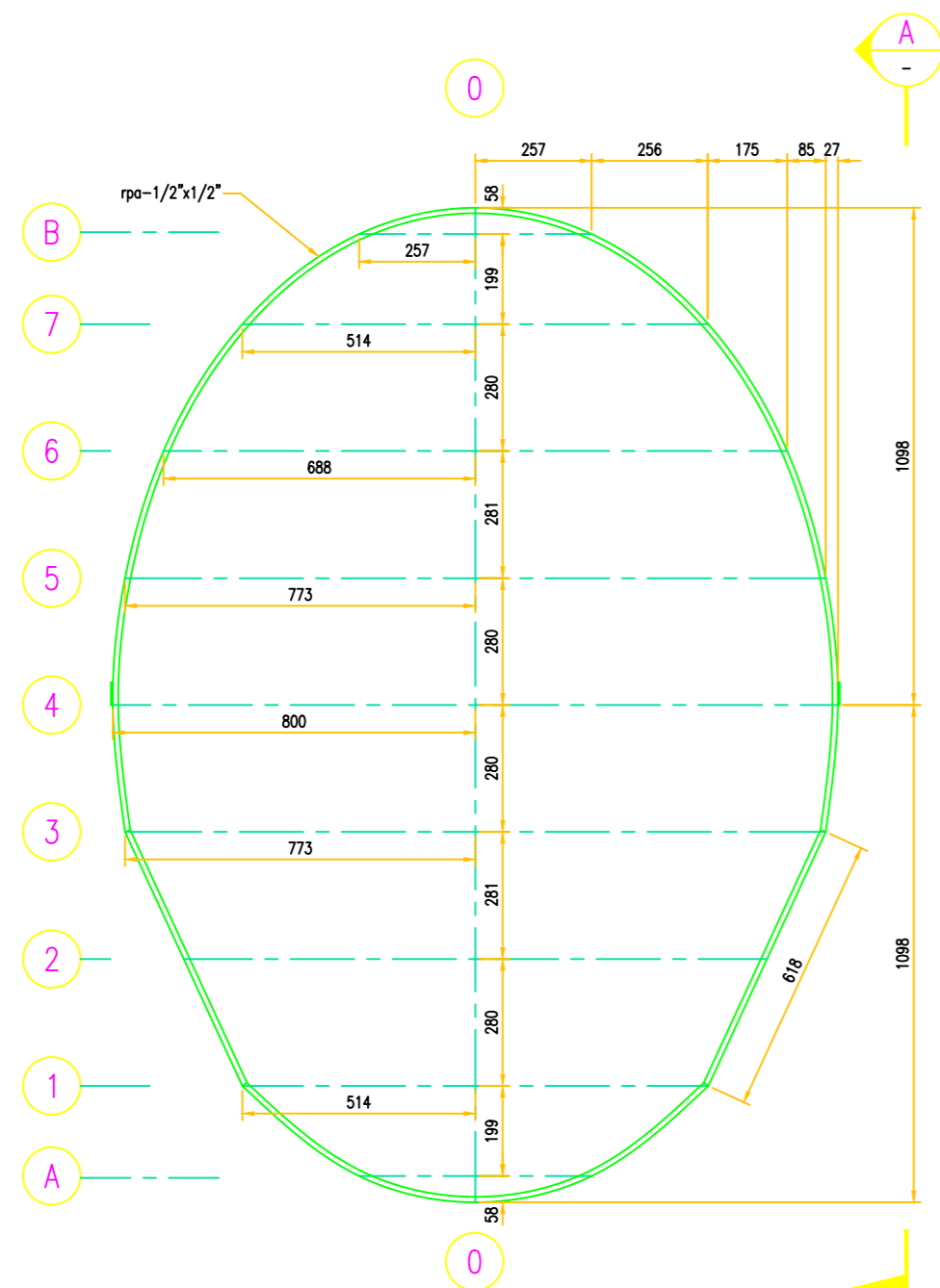
- ELECTRODOS CELULÓSICOS, SEGÚN AWS D1.1 - E-60/E-70 fu= 4,200 kg/cm2
- PERNOS Y CONECTORES DE A325 fu= 4,200 kg/cm2

PINTURA

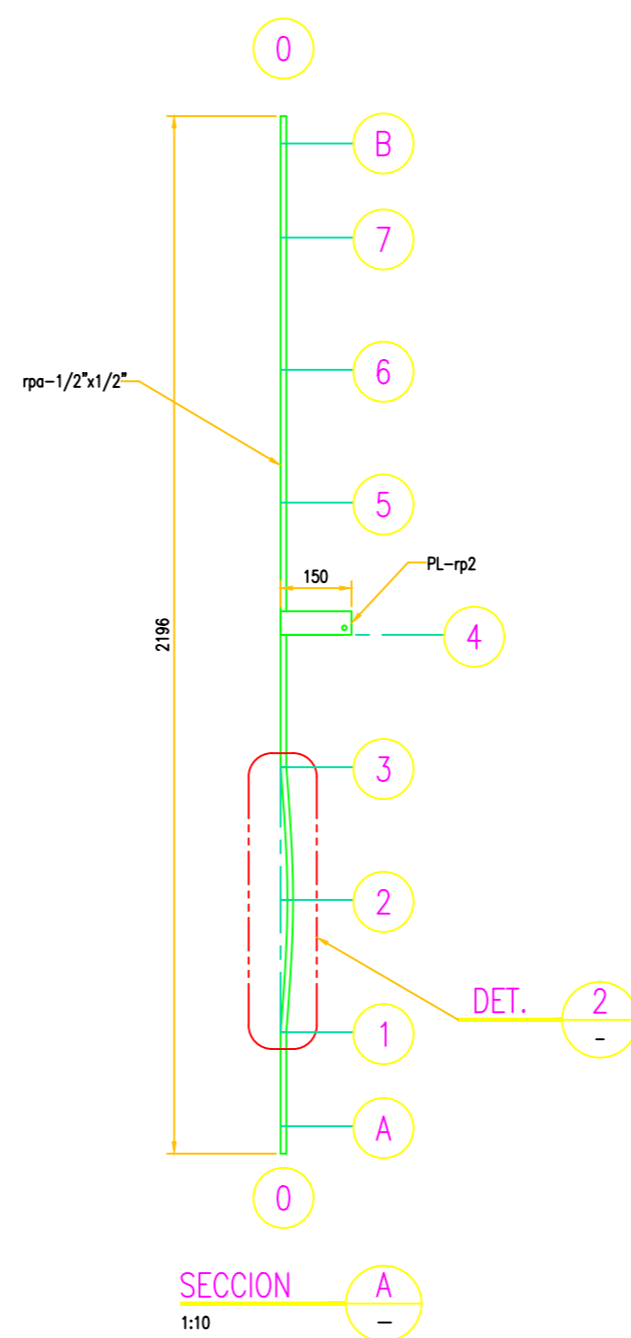
- ARENADO: SSPC SP 10
- VER ESPECIFICACIÓN TÉCNICA N° 229052-SS01

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MILIMETROS Y NIVELES (ELEVACIONES) EN METROS.
2. EL PRESENTE PLANO CORRESPONDE A UNA INGENIERIA DE DETALLE.
3. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARAN BAJO LA NORMA ASTM A36.
4. SE PROYECTA LA INSTALACION DE UN CADENA DE TRANSMISION PARA BICICLETA DEL TIPO IV 1/2"x3/32".
5. SOLDADURA CONFORMA A LA NORMA AWS, ELECTRODO E60XX Y E70XX.
6. EN TODO MOMENTO VERIFICAR LA PLANITUD, ESCUADRA Y CURVATURA DE LAS PARTES.

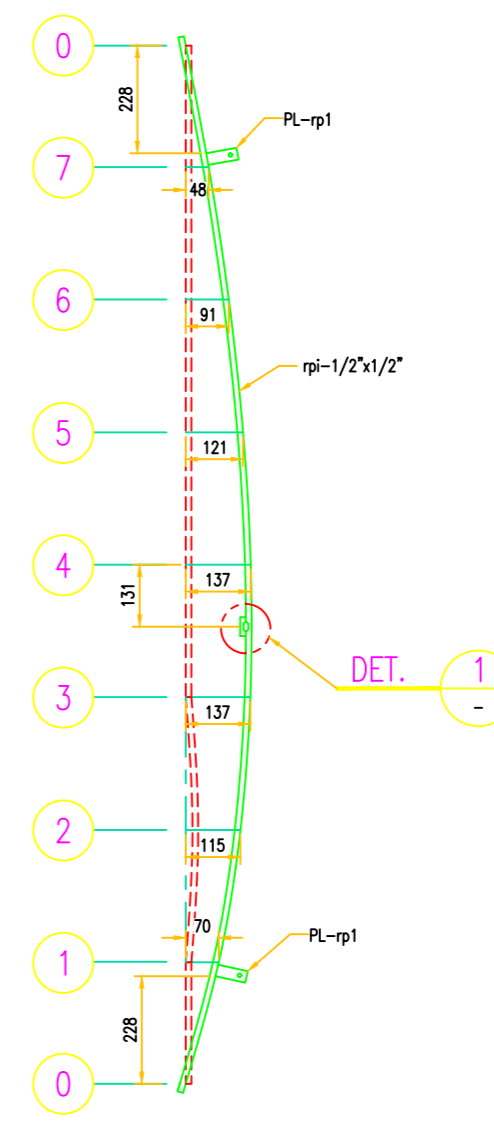
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO			
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	PLANO DE CONSTRUCCION CONCENTRADOR SCHEFFLER 02		ESCALA: INDICADA
CODIGO: 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA: 10/05/2024	LAMINA: A2-LAMINA 30
UNIDADES: MILIMETROS			



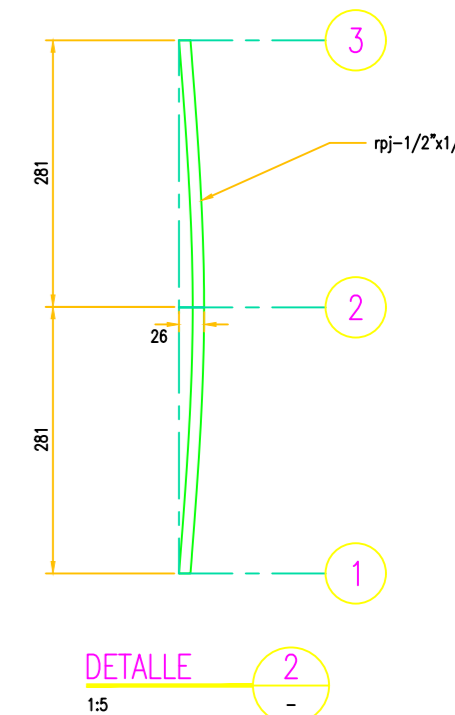
REFLECTOR PARABOLICO - MARCO PRINCIPAL
1:10



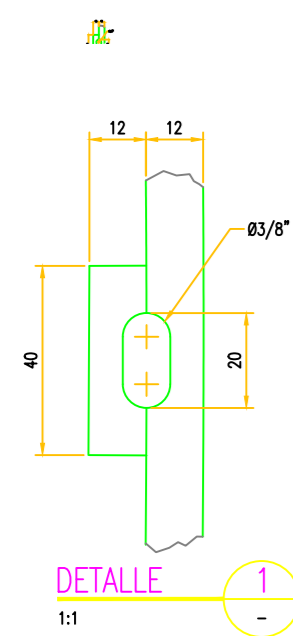
SECCION A-A
1:10



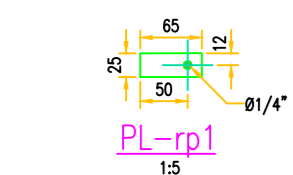
REFLECTOR PARABOLICO - BARRA CENTRAL
1:10



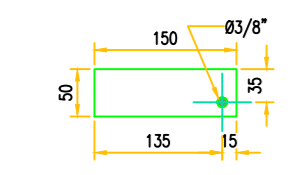
DETALLE 2
1:5



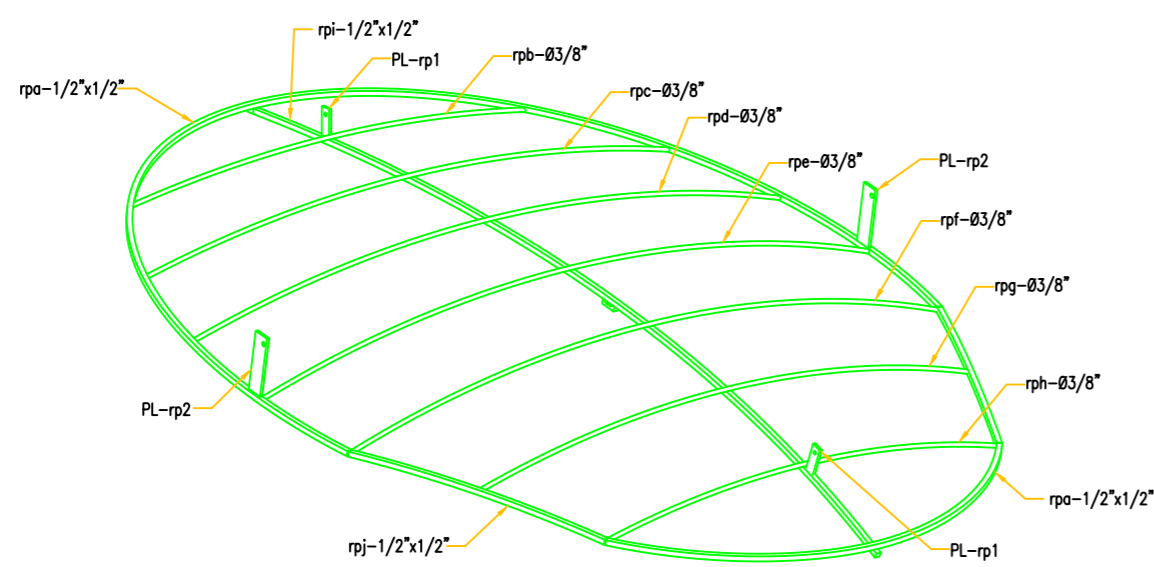
DETALLE 1
1:1



PL-rp1
1:5



PL-rp2
1:5



ISOMETRICO REFLECTOR PARABOLICO
1:10

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ACERO ESTRUCTURAL

- PLANCHAS (ASTM A36) $f_y = 2,530 \text{ kg/cm}^2$
- PERFILES (ASTM A36) $f_y = 2,530 \text{ kg/cm}^2$

SOLDADURA Y CONECTORES

- ELECTRODOS CELULÓSICOS, SEGÚN AWS D1.1 - E-60/E-70 $f_u = 4,200 \text{ kg/cm}^2$
- PERNOS Y CONECTORES DE A325 $f_u = 4,200 \text{ kg/cm}^2$

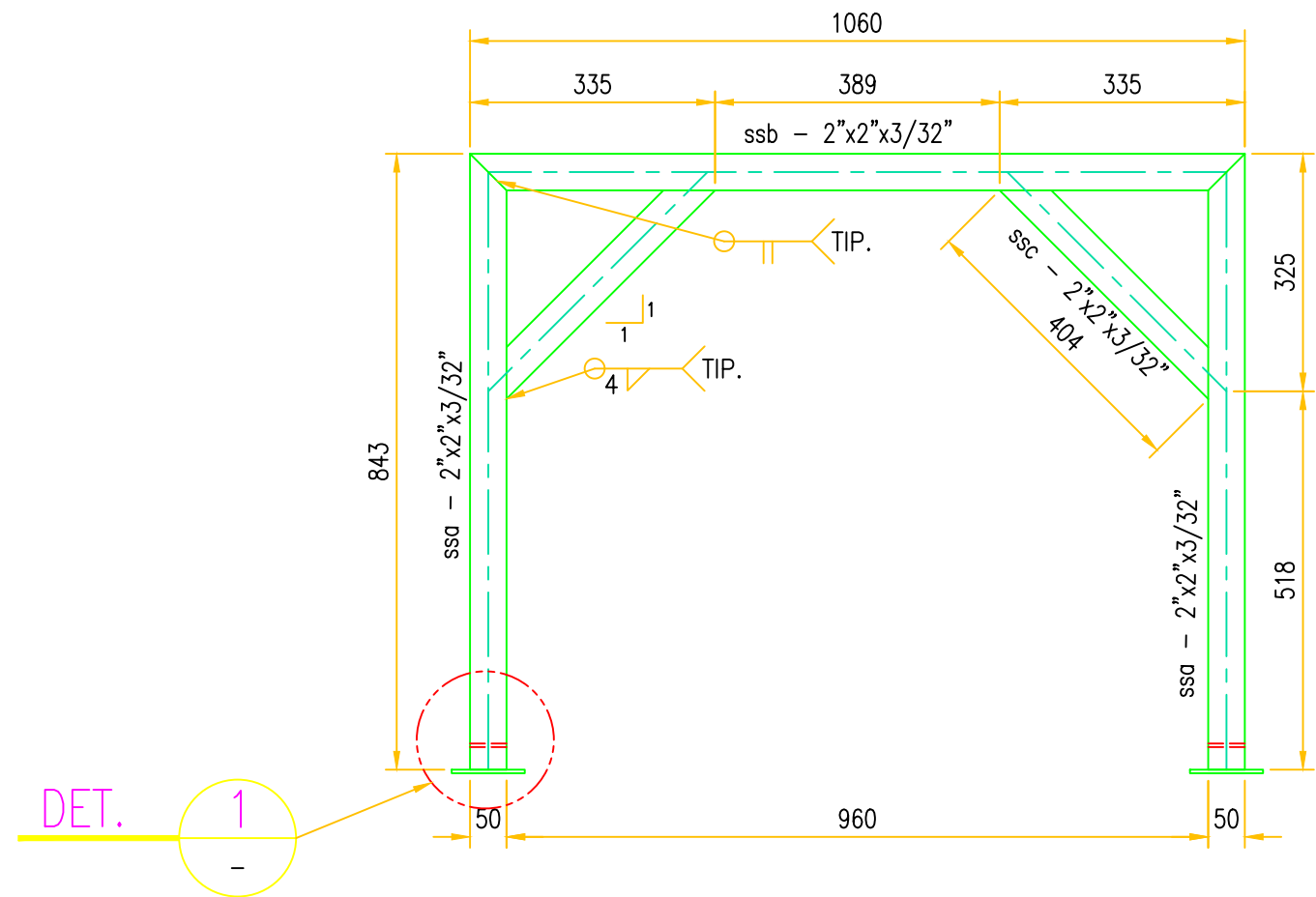
PINTURA

- ARENADO: SSPC SP 10
- VER ESPECIFICACIÓN TÉCNICA N° 229052-SS01

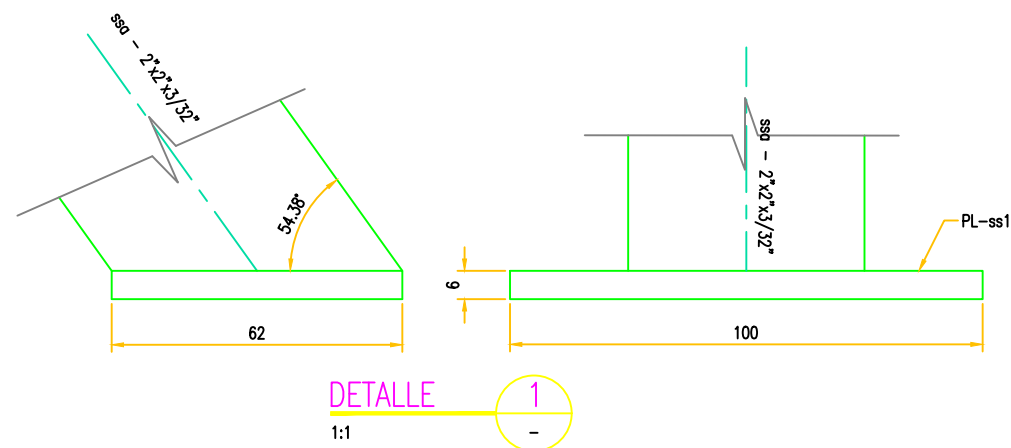
ITEM	N° PIEZAS TOTAL UND	MATERIALES	LONGITUD mm.	MARCA	PESO (Kg.)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	
1	1	BARRA CUADRADA 1/2"x1/2"	3363	rpa	1.13	3.80	
2	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1002	rpb	0.56	0.56	RADIO DOBLEZ=1929
3	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1384	rpc	0.56	0.78	RADIO DOBLEZ=2102
4	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1561	rpd	0.56	0.88	RADIO DOBLEZ=2257
5	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1623	rpe	0.56	0.91	RADIO DOBLEZ=2398
6	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1569	rpf	0.56	0.88	RADIO DOBLEZ=2526
7	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1289	rpg	0.56	0.72	RADIO DOBLEZ=2644
8	1	VARILLA LISA Ø3/8"	1026	rph	0.56	0.57	RADIO DOBLEZ=2752
9	1	BARRA CUADRADA 1/2"x1/2"	2260	rpi	1.13	2.55	
10	2	BARRA CUADRADA 1/2"x1/2"	562	rpj	1.13	1.27	
11	2	PL. 65x25x4	65	PL-rp1	36.90	0.12	
12	2	PL. 150x50x4	150	PL-rp2	36.90	0.55	
PESO TOTAL						13.60	

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MILIMETROS Y NIVELES (ELEVACIONES) EN METROS.
2. EL PRESENTE PLANO CORRESPONDE A UNA INGENIERIA DE DETALLE.
3. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARAN BAJO LA NORMA ASTM A36.
4. LA TOLERANCIA PERMITIDA PARA LA INSTALACION DE LOS COMPONENTES SERA DE +0.50 MM.
5. SOLDADURA CONFORMA A LA NORMA AWS, ELECTRODO E60XX Y E70XX.
6. EN TODO MOMENTO VERIFICAR LA PLANITUD, ESCUADRA Y CURVATURA DE LAS PARTES.

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO			
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	PLANO DE CONSTRUCCION CONCENTRADOR SCHEFFLER 03		ESCALA: INDICADA
CODIGO: 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA: 10/05/2024	LAMINA: A2-LAMINA 31
UNIDADES: MILIMETROS			



SOPORTE SECUNDARIO – ELEVACION
1:10



DETALLE
1:1

LISTADO DE MATERIALES

ITEM	N° PIEZAS		MATERIALES	LONGITUD mm.	MARCA	PESO (Kg.)		OBSERVACIONES
	TOTAL	UND				UNIT.	TOTAL	
1		2	TUBO 2"x2"x3/32"	843	ssa	3.58	6.04	
2		1	TUBO 2"x2"x3/32"	1060	ssb	3.58	3.80	
3		2	TUBO 2"x2"x3/32"	404	ssc	3.58	2.90	
4		2	PL. 62x100x6	70	PL-ss1	47.10	0.60	
PESO TOTAL							13.34	

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ACERO ESTRUCTURAL

- PLANCHAS (ASTM A36) fy= 2,530 kg/cm2
- PERFILES (ASTM A36) fy= 2,530 kg/cm2

SOLDADURA Y CONECTORES

- ELECTRODOS CELULÓSICOS, SEGÚN AWS D1.1 – E-60/E-70 fu= 4,200 kg/cm2
- PERNOS Y CONECTORES DE A325 fu= 4,200 kg/cm2

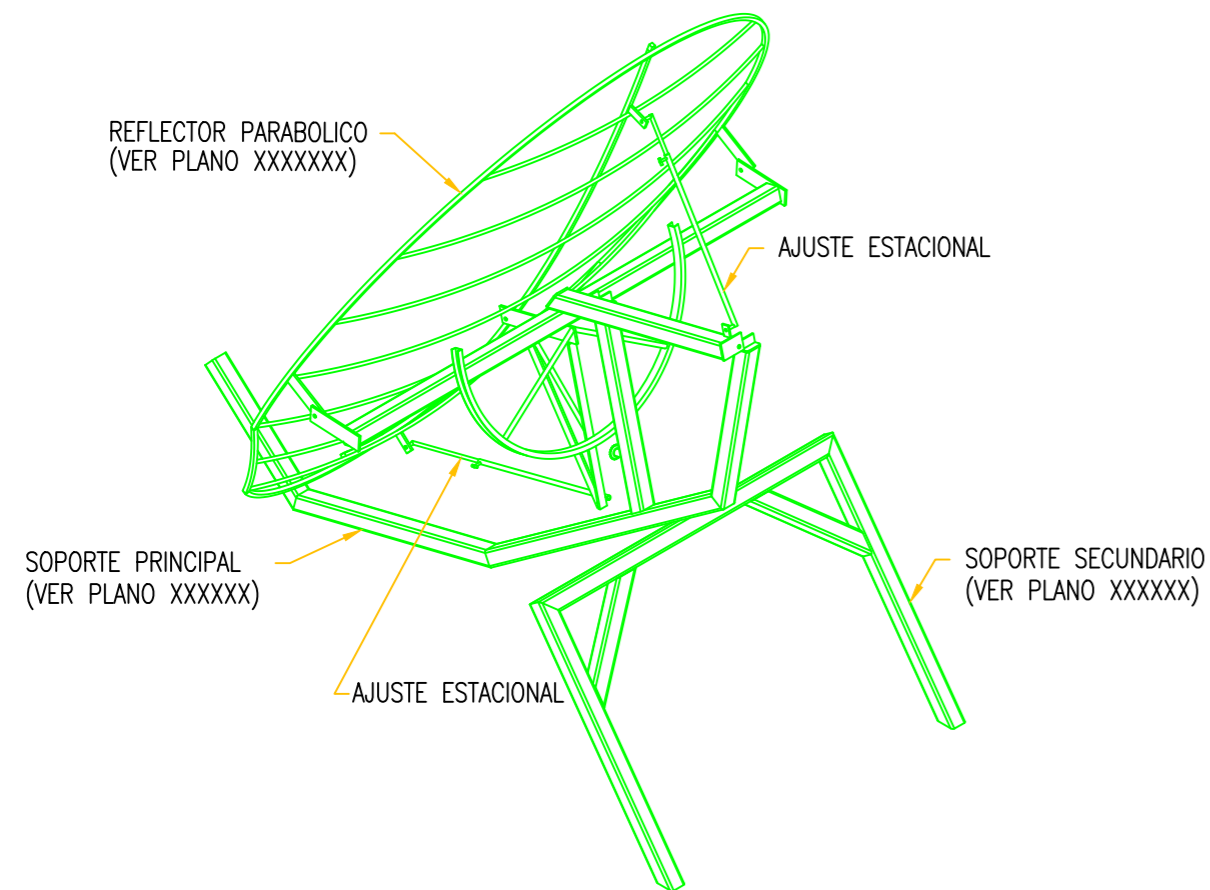
PINTURA

- ARENADO: SSPC SP 10
- VER ESPECIFICACIÓN TÉCNICA N° 229052-SS01

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MILIMETROS Y NIVELES (ELEVACIONES) EN METROS.
2. EL PRESENTE PLANO CORRESPONDE A UNA INGENIERIA DE DETALLE.
3. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARAN BAJO LA NORMA ASTM A36.
4. LA TOLERANCIA PERMITIDA PARA LA INSTALACION DE LOS COMPONENTES SERA DE +-0.50 MM.
5. SOLDADURA CONFORMA A LA NORMA AWS, ELECTRODO E60XX Y E70XX.
6. EN TODO MOMENTO VERIFICAR LA PLANITUD, ESCUADRA Y CURVATURA DE LAS PARTES.

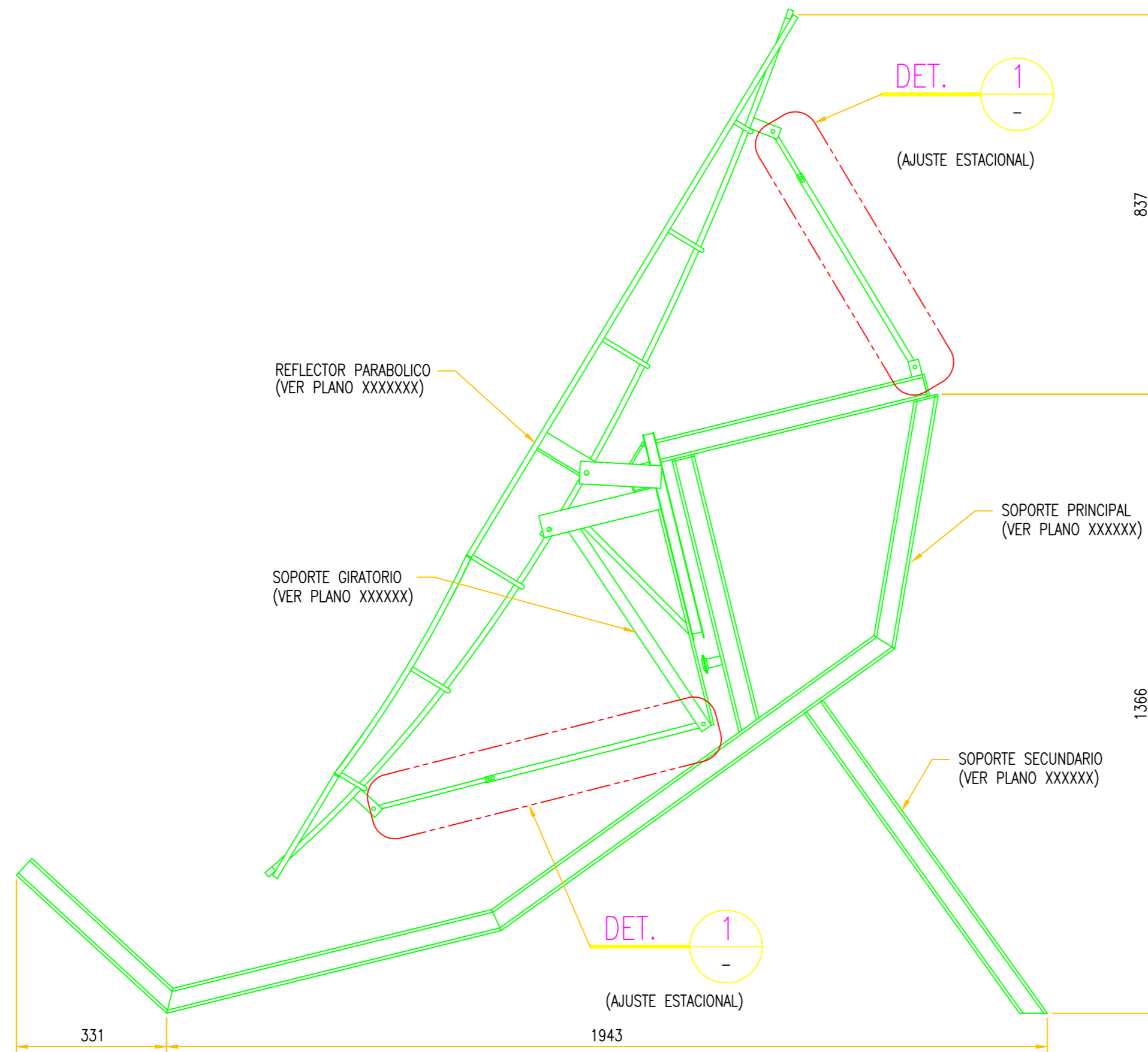
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION	PLANO DE CONSTRUCCION CONCENTRADOR SCHEFFLER 04		ESCALA:
			INDICADA
CODIGO: 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA:	10/05/2024
UNIDADES: MILIMETROS		LAMINA:	A3-LAMINA 32



ISOMETRICO CONCENTRADOR SCHEFFLER – ARREGLO GENERAL

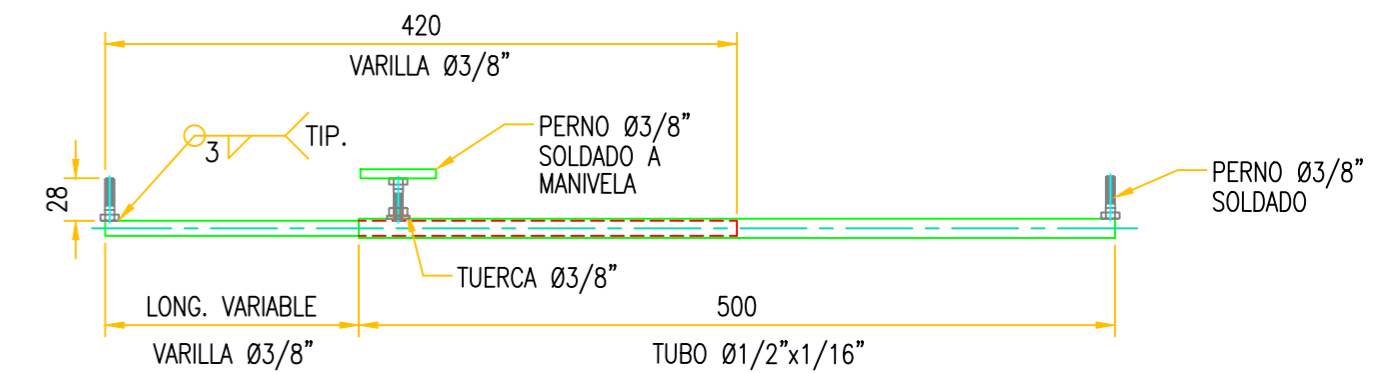
1:20



CONCENTRADOR SCHEFFLER – ARREGLO GENERAL – ELEVACION

1:10

LISTADO DE MATERIALES								
ITEM	N° PIEZAS		MATERIALES	LONGITUD mm.	MARCA	PESO (Kg.)		OBSERVACIONES
	TOTAL	UND				UNIT.	TOTAL	
1		1	SOPORTE PRINCIPAL				12.86	
2		1	SOPORTE SECUNDARIO				13.34	
3		1	SOPORTE GIRATORIO				12.30	
4		1	REFLECTOR PARABOLICO				13.60	
5		2	AJUSTE ESTACIONAL				1.00	
PESO TOTAL							53.10	



DETALLE 1

1:5

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

ACERO ESTRUCTURAL

- PLANCHAS (ASTM A36) $f_y = 2,530 \text{ kg/cm}^2$
- PERFILES (ASTM A36) $f_y = 2,530 \text{ kg/cm}^2$

SOLDADURA Y CONECTORES

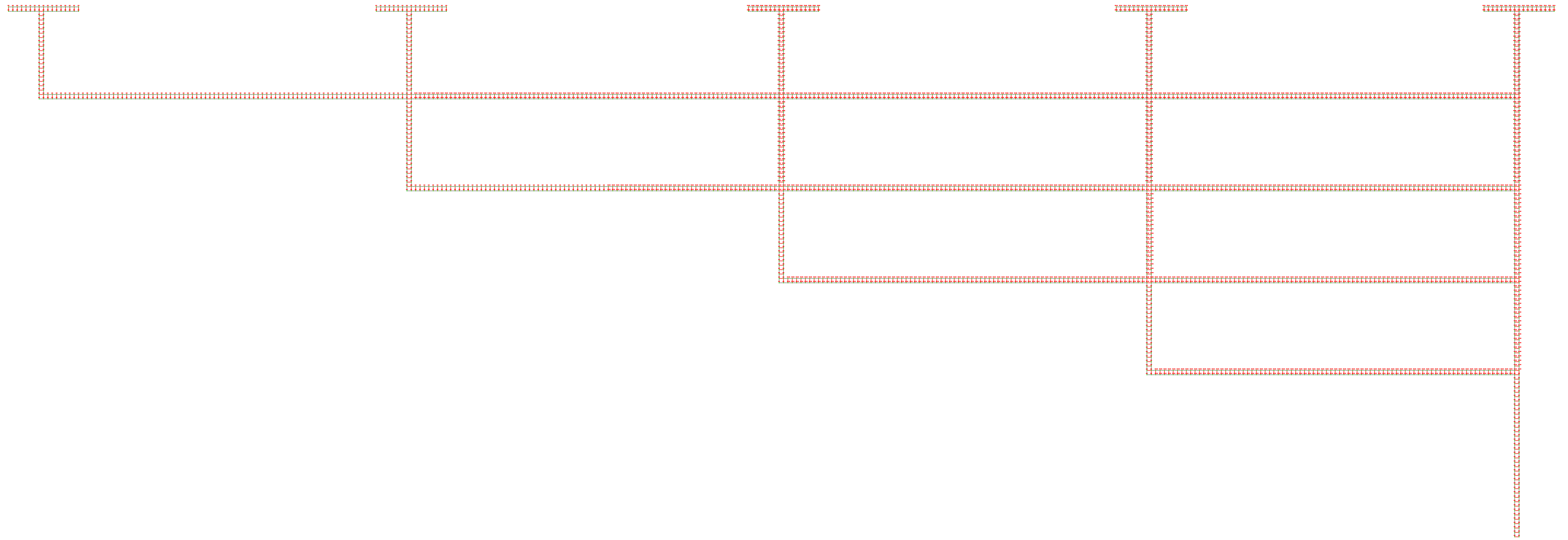
- ELECTRODOS CELULÓSICOS, SEGÚN AWS D1.1 - E-60/E-70 $f_u = 4,200 \text{ kg/cm}^2$
- PERNOS Y CONECTORES DE A325 $f_u = 4,200 \text{ kg/cm}^2$

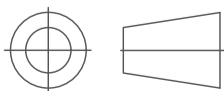
PINTURA

- ARENADO: SSPC SP 10
- VER ESPECIFICACIÓN TÉCNICA N° 229052-SS01

1. TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MILIMETROS Y NIVELES (ELEVACIONES) EN METROS.
2. EL PRESENTE PLANO CORRESPONDE A UNA INGENIERIA DE DETALLE.
3. TODOS LOS PERFILES PROYECTADOS ESTARAN BAJO LA NORMA ASTM A36.
4. LA TOLERANCIA PERMITIDA PARA LA INSTALACION DE LOS COMPONENTES SERA DE $\pm 0.50 \text{ MM}$.
5. SOLDADURA CONFORMA A LA NORMA AWS, ELECTRODO E60XX Y E70XX.
6. EN TODO MOMENTO VERIFICAR LA PLANITUD, ESCUADRA Y CURVATURA DE LAS PARTES.

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO			
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	PLANO DE CONSTRUCCION CONCENTRADOR SCHEFFLER 05		ESCALA: INDICADA
CODIGO: 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANQUI PUMACHAPI	FECHA: 10/05/2024	LAMINA: A2-LAMINA 33
UNIDADES: MILIMETROS			



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		
METODO DE PROYECCION 	TEMPERATURA EN CADA NODO DE LA MALLA	ESCALA: INDICADA
CODIGO: 051652 060462	NOMBRES: BACH. JUAN CARLOS VALVERDE TAPIA BACH. DANIEL JORGE YUPANGUI PUMACHAPI	FECHA: 10/05/2024
UNIDADES: MILIMETROS		LAMINA: AI-LAMINA 34